



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

OPOTŘEBENÍ PÍSTNÍ SKUPINY A VÁLCE

PISTON AND LINER WEAR

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Jiří Blach

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Jozef Dlugoš

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Jiří Blach**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Jozef Dlugoš**
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Opotřebení pístní skupiny a válce

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství v Brně byl vyvinut výpočtový nástroj zaměřen na dynamiku pístní skupiny. Výpočtový model je vytvořen v Multibody System (MBS) programu Adams/View. Tato závěrečná práce povede k vylepšení výpočtového modelu o vliv opotřebení, který v současné podobě výpočtového modelu chybí. K dokončení práce je nutné nabýt znalostí MBS programu, nastudování existujících modelů popisujících mechanismy opotřebení a jejich implementování.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše výpočtových modelů různých mechanismů opotřebení.
Implementace vybraných výpočtových modelů opotřebení.
Aplikace vylepšeného výpočtového modelu dynamiky pístní skupiny.
Zhodnocení práce a návrh možností budoucího vylepšení.

Seznam doporučené literatury:

PRIEST, M. a TAYLOR, C. M. 2000. Automobile engine tribology — approaching the surface. *Wear*. 241(2), 193-203. DOI: 10.1016/S0043-1648(00)00375-6. ISSN 00431648. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0043164800003756>.
STACHOWIAK, G. W. a BATCHELOR, A. W. 2014. Engineering tribology. Fourth edition. Oxford: Butterworth-Heinemann. ISBN 978-012-3977-762.
TAYLOR, C. M. 1993. Engine tribology. New York: Elsevier. ISBN 04-448-9755-0.

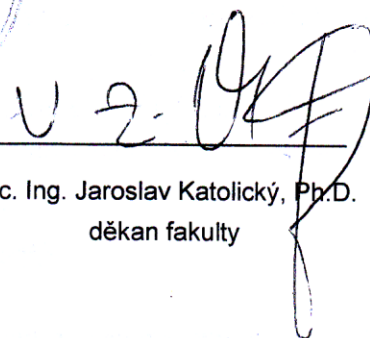
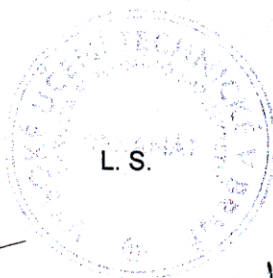
TOMANIK, E. a NIGRO, E. B. F. Piston Ring Pack and Cylinder Wear Modelling. -. DOI:
10.4271/2001-01-0572. Dostupné také z: <http://papers.sae.org/2001-01-0572/>.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 25. 10. 2017



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je vytvoření výpočtového nástroje k určení opotřebení pláště pístu, který bude aplikován do výpočtového modelu dynamiky pístní skupiny. Rešeršní část práce popisuje jednotlivé druhy opotřebení nastávající při provozu motoru a představuje již vytvořené modely pro popis tohoto děje. Následně je provedeno odvození Archardovy rovnice pro zkoumaný systém včetně dvou klíčových vstupních parametrů pro jeho výpočet. Nástroj je poté aplikován do uživatelského podprogramu výpočtového modelu, pomocí kterého jsou provedeny 3 simulace provozu motoru za odlišných podmínek. Na závěr práce jsou navrženy možnosti zvýšení přesnosti nástroje.

KLÍČOVÁ SLOVA

Opotřebení, pístní skupina, Archardova rovnice, simulace, Multi-Body Software

ABSTRACT

The aim of the presented bachelor's thesis is to create a piston skirt wear computational tool which will be added to a computational model of piston dynamics. The background research of the work describes particular modes of wear and previous work including this topic. Afterwards the application of Archard's wear equation on an examined system is shown with two important input parameters specified in greater detail. Tool is added to a user-written subroutine through which three simulations of an engine operation are performed. Eventually, future optimizations are suggested.

KEYWORDS

Wear, piston skirt, Archard's wear equation, simulation, Multi-Body Software

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

BLACH, J. *Opotřebení pístní skupiny a válce*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 42 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Jozef Dlugoš.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Jozefa Dluhoše a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 21. května 2018

.....

Jiří Blach

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl upřímně poděkovat svému vedoucímu práce Ing. Jozefu Dlugošovi za velmi ochotné konzultace, cenné rady a podněty. Také bych rád poděkoval rodině a přátelům za podporu při mém dosavadním studiu.

OBSAH

Úvod	9
1 Rešerše výpočtových modelů různých mechanismů opotřebení	10
1.1 Mechanismy opotřebení	10
1.2 Opotřebení mezi pístovou skupinou a válcem motoru	13
1.3 Výpočet opotřebení	14
1.4 Přehled modelů	15
2 Vytvoření výpočtového modelu	16
2.1 Obecná rovnice	16
2.2 Rozdělení (distribuce) otěru vrtání válce	16
2.3 Koeficient opotřebení k , míra opotřebení K	17
2.4 Lokální kontaktní tlak	19
3 Aplikace vylepšeného výpočtového modelu dynamiky pístní skupiny	21
3.1 Základní informace	21
3.2 Strategie výpočtu	23
3.3 Simulace opotřebení při plně hydrodynamickém režimu mazání	24
3.4 Simulace opotřebení při reálném provozu motoru	25
3.5 Vyhodnocení výpočtu	32
4 Návrh možností budoucího vylepšení modelu	33
Závěr	34
Seznam použitých zkratk a symbolů	38
Seznam příloh	39

ÚVOD

Za účelem splnění stále přísnějších emisních limitů, zvýšení účinnosti a výkonu motorů kladou výrobci automobilů i ostatní techniky využívající spalovací motory důraz na vývoj efektivnějších motorových komponentů, olejů, materiálů a jejich povrchových úprav. Pro dosažení těchto cílů je tedy nutné se zaměřit na tribologické vlastnosti a děje mezi pístovou skupinou a válcem motoru. Porozumění tribologie spalovacího motoru je považováno za základní kámen k získání požadované účinnosti a trvanlivosti motoru z hlediska eliminování ztrát výkonu, snížení spotřeby paliva a oleje, omezení výskytu profuku a snížení škodlivosti výfukových zplodin. Použití skutečného motoru pro testování tribologických vlastností a dějů je finančně i časově velmi náročné. Jednou z metod, kterou se dá urychlit vývoj motorových komponentů i případně maziv, je vytvoření simulačních výpočetních modelů, které je možné použít s určitou přesností a spolehlivostí. Opotřebení pístové skupiny a válce je velmi náročný jev pro vytvoření matematického modelu a vyžaduje empiricky určená data, aby dokázal splnit požadovanou přesnost. Za zmínku stojí připomenout, že při zvýšeném opotřebení pístové skupiny a válce se mění skutečný tvar kroužků, válce i pístu, což nezanedbatelně ovlivňuje tloušťku vrstvy oleje. Při uvedení motoru do provozu je opotřebení mezi pláštěm pístu a válcem větší z důvodů nekonformnosti jejich povrchů při pohybu. Míra opotřebení poté klesá a nakonec se ustálí. V průběhu provozu motoru dochází k postupnému kumulování opotřebení, které následně vyústí ke snížení výkonu, zvýšení spotřeby oleje a vede ke generální opravě motoru.

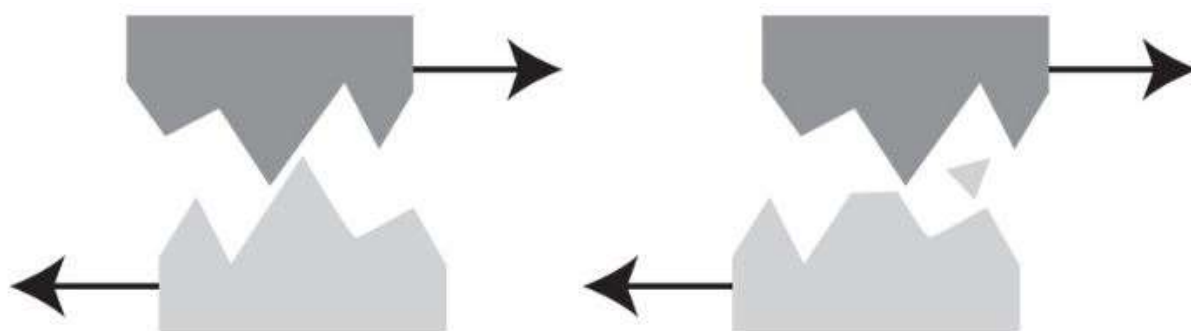
1 REŠERŠE VÝPOČTOVÝCH MODELŮ RŮZNÝCH MECHANISMŮ OPOTŘEBENÍ

1.1 MECHANISMY OPOTŘEBENÍ

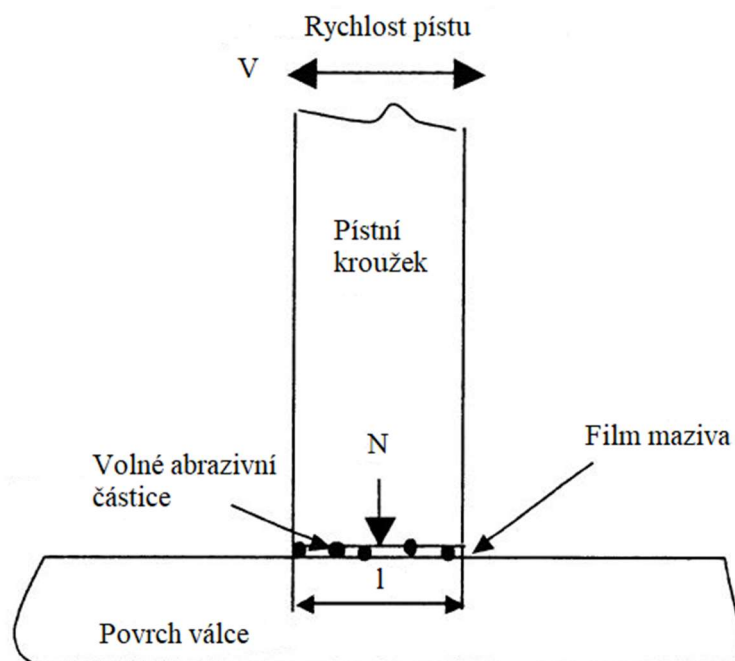
Podobně jako v každém jiném složitém fyzikálním modelu k celkovému opotřebení pístové skupiny a válce přispívá více mechanismů opotřebení. E.P. Becker [1] vyhodnotil tři důležité mechanismy opotřebení – abrazivní, adhezivní a korozivní. Ostatní mechanismy opotřebení, jako například oxidace, byly zaznamenány také, ale nejsou příliš obvyklé.

1.1.1 ABRAZIVNÍ OPOTŘEBENÍ

Abrazivní opotřebení rozdělujeme podle počtu složek v uvažovaném systému na dvoubodové a třibodové. Dvoubodové abrazivní opotřebení nastává při silové interakci tvrdých výčnělků funkčních povrchů, kdy tvrdší materiál proniká do měkčího a dojde následkem rýhování k přenesení nebo vyjmutí materiálů. Třibodové abrazivní opotřebení se projevuje výskytem tvrdých částic, které se volně pohybují mezi funkčními povrchy. Jednou z hlavních příčin třibodového abrazivního opotřebení u spalovacího motoru je výskyt prachových částic ve stykové ploše pláště pístu a stěny válce. Přítomnost těchto částic je způsobena nedostatečnou filtrací nasávaného vzduchu a má za následek vytvoření miniaturních rýh na stýkajících se površích [2]. Vliv opotřebení způsobený volnými prachovými částicemi nebude do vytvořeného modelu zahrnut, jelikož je předpokládána účinná filtrace motoru. [3]



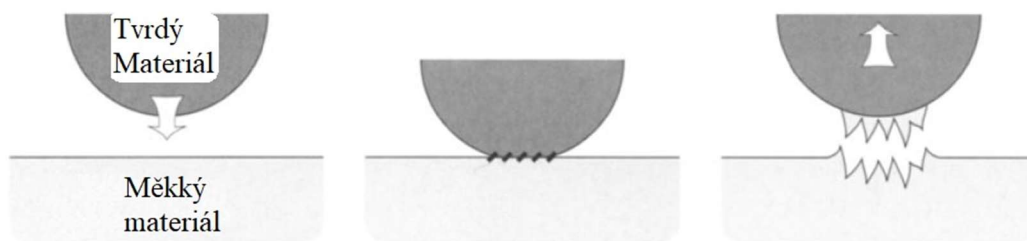
Obr. 1 Mechanismus dvoubodového abrazivního opotřebení [23]



Obr. 2 Mechanismus třibodového abrazivního opotřebení ve válci motoru [10]

1.1.2 ADHEZIVNÍ OPOTŘEBENÍ

Adhezivní opotřebení nastává při bezprostředním styku funkčních ploch obvykle při působení vysokého tlaku a teploty. Vyznačuje se tvorbou mikro-svarů mezi výstupky nerovností povrchů a jejich následné porušování. Důsledkem adhezivního opotřebování je vytrhávání a přemísťování částic materiálu povrchů. V prostoru spalovacího motoru vzniká adhezivní opotřebení v okamžiku, kdy vrstva oleje mezi pístovou skupinou a válcem je natolik tenká, že dochází k jejich vzájemnému kontaktu a vzniku mikro-svarů. [4]



Obr. 3 Mechanismus adhezivního opotřebení [14]



Obr. 4 Porovnání působení adhezivního (vlevo) a abrazivního (vpravo) opotřebení [24]

1.1.3 KOROZIVNÍ OPOTŘEBENÍ

Korozivní opotřebení motoru vzniká v důsledku interakce mezi horkými spaliny a studenými stěnami válců. Při této interakci dochází ke kondenzaci vodních par, které se po smíšení s olejem a spaliny přemění na agresivní kyseliny (uhličitou, siřičitou, dusičnou a další), které přispívají k narušení styčných ploch, až dojde k jejich rozkladu. [2]

Speciální pozornost se věnuje také riziku vzniku kavitace mezi vnějším povrchem válce a chladicí kapalinou, kdy povrch narušují imploze bublinek vodních par následkem sníženého tlaku chladicí kapaliny kolem válců. [5]

Korozivní opotřebení se nejvíce vyskytuje, pokud motor je v provozu buď velmi nad, nebo pod svojí provozní teplotou. Použitím antikoročních aditiv (inhibitorů koroze) do paliv, termostatů a více nezávislých chladících okruhů se prakticky zabránilo výskytu tohoto mechanismu opotřebení. [1]

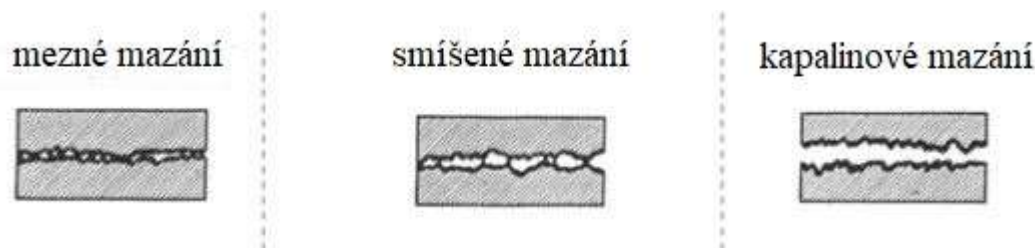


Obr. 5 Poškození válce kavitací a korozí [25]

1.2 OPOTŘEBENÍ MEZI PÍSTOVOU SKUPINOU A VÁLCEM MOTORU

Předpověď opotřebení pístové skupiny a válce bývá jedním z častých témat expertů na tribologii a za uplynulé půlstoletí bylo vyvinuto několik způsobů, jakým tento jev zkoumat a popsat. Píst motoru vykonává přímočarý vratný pohyb, kdy na plášť pístu působí setrvačné síly vznikající z natočení a bočního pohybu pístu (dohromady označováno jako sekundární pohyb pístu). Následkem sekundárního pohybu pístu je vznik třecích sil, kontaktních tlaků a tedy i opotřebení pláště pístu. Na plášť pístu jsou proto kladeny požadavky na vysokou odolnost proti otěru a dobré kluzné vlastnosti. Z hlediska působení normálové síly jsou strany pláště pístu rozdělovány na tlakovou a odlehčenou. Největší opotřebení válce vzniká v oblastech doběhu prvního pístního kroužku tj. při horné úvratí pístu, kdy se píst po zážehu/vznícení paliva nepatrně vychýlí. Při tomto vychýlení dojde ke snížení tloušťky filmu mazacího oleje mezi pístem a válcem a mění se podmínky třecího styku - hydrodynamické, smíšené a v krajním případě i mezní mazání. Při mezním mazání dochází k přímému kontaktu kroužků nebo pláště pístu a válce

a dochází k abrazivnímu případně i adheznímu opotřebení (tvoření mikro-svarů a jejich následné porušování). [2]



Obr. 6 Režimy mazání [26]

1.3 VÝPOČET OPOTŘEBENÍ

Od druhé poloviny 20. století vzniklo několik modelů popisujících průběh opotřebení, nejčastěji založené na empiricky modifikované Archardově rovnici. Existují ovšem i jiné metody výpočtu, které budou zmíněny v následující podkapitole práce.

Archardova rovnice byla zavedena v roce 1953 pány Holmem a Archardem [6], kde vytvořený model uvažuje adhezní způsob a předpokládá úplnou plastickou deformaci kulatých částic při kontaktu (z toho vyplývá kruhovitá ploška kontaktu při odvození rovnice) [7]. Rovnice bývá často modifikována, aby dostatečně popisovala specifické podmínky. Nejrozšířenějším způsobem modifikace je zahrnutí ostatních vlivů způsobujících opotřebení do koeficientu k . Tyto úpravy vznikají po experimentálním ověření věrohodnosti modelu a nemusí fungovat při aplikaci za jiných podmínek. Přestože původní Archardova rovnice předpokládá adhezní opotřebení, bývá často použita i pro jiné druhy opotřebení jako např. abrazivní, které nastává právě u našeho problému při provozu motoru. [7]

Výpočtový model dynamiky pístní skupiny vytvořený Ing. Jozefem Dlugošem a kol. [8] již obsahuje mimo jiné výpočet kontaktních tlaků, určení velikosti elastických deformací, zahrnutí teplotního zatížení a pro jeho zdokonalení je třeba vyvinout algoritmus pro výpočet opotřebení, který dál bude určovat vývoj deformace pístní skupiny a válce. Algoritmus bude poté použit k nasimulování opotřebení v Multi-Body Software (MBS) MSC Adams. Pro výpočtový model je tedy důležité, aby zahrnoval zejména opotřebení adhezivní i abrazivní [1].

1.4 PŘEHLED MODELŮ

Veřejně dostupných výpočetních modelů, které by popisovaly opotřebení pláště pístu, je vzhledem k jejich komplexnosti velice málo a jejich reprodukování by bylo velmi náročné. Nejvíce modelů se zabývá opotřebením mezi kroužky a válcem motoru převážně pro jejich jednoduchost následného měření, obvykle zvážením kroužků před a po provedení testu [1]. Méně obvyklá metoda měření změny průměru kroužků se neosvědčila jako vhodná, jelikož změny průměru menší než 25 μm bylo obtížné přesně určit [1]. V roce 2000 vytvořil A. Gangopadhyay [9] výpočtový model pro opotřebení mezi pístními kroužky a válcem založený na výše zmíněné Archardově rovnici. Pro zjednodušení model nezahrnuje přechodné podmínky motoru (start motoru, nezahřáté provozní kapaliny, vypnutí motoru), natočení a pohyb pístních kroužků, deformaci tvaru válce a korozi. Díky těmto předpokladům je snadné model aplikovat na jiný spalovací pístový motor. Simon C. Tung [10] ve svém modelu z roku 2004 použil podobný přístup. Výchozí Archardova rovnice je doplněna o vliv třibodového abrazivního opotřebení. Díky tomu je model přesný, ale také velmi složitě reprodukovatelný. E. Tomanik [11] pro výpočet opotřebení zavedl veličinu, volně přeloženou jako přírůstek poškození. Výhodou zavedení této veličiny je její zahrnutí experimentálně určených koeficientů, které bývají velkou neznámou v systémech opotřebení. S. Hermann a F. Ruggeri [12] popisuje opotřebení vložky válců u naftového lodního motoru pomocí stochastické diferenciální rovnice za účelem naplánování údržby motorů. V modelu je zahrnuto korozní opotřebení i nepřesnosti měření. Zajímavý přístup byl také zvolen v práci [13] od Qiu Y a kol. ze společnosti ASME. Plochy kroužků a válce jsou v modelu rozděleny do malých domén, které jsou popsány dvourozměrnou maticí. Byla použita metoda rychlé Fourierovy transformace (FFT) a metoda konjugovaného gradientu (CGM), aby se dosáhlo distribuce tlaku v počítačové doméně. Variací koeficientů opotřebení kroužku a válce s nahromaděnými cykly bylo opotřebení vypočítáno Archardovou rovnicí v každém bodě v matici.

Z nastudování článků o opotřebení zmíněných komponentů motoru vyplývá, že použití upravené Archardovy rovnice je zdaleka nejrozšířenější způsob pro řešení tohoto děje. Vytvoření výpočtového modelu pro opotřebení pláště pístu a válce, který by uvažoval veškeré faktory ovlivňující opotřebení, je velice náročné. Pro usnadnění je nutné vytvořit určité zjednodušující předpoklady, díky kterým se bude možné alespoň přiblížit reálným hodnotám.

2 VYTVOŘENÍ VÝPOČTOVÉHO MODELU

Model vytvořený v této kapitole primárně vychází z práce, kterou vydal Arup Gangopadhyay – Ford Motor Co. v roce 2000 [9], nebude ale popisovat opotřebení způsobené pístními kroužky nýbrž pláštěm pístu. Analogie postupu je možná z důvodu zmíněného zjednodušení, kdy se do modelu nezahrnuje pohyb a natočení kroužků.

2.1 OBECNÁ ROVNICE

Pro výpočet opotřebení pláště pístu a válce (popř. i pístních kroužků) je možné vycházet z obecné Archardovy rovnice [7], která bývá obecně uvedena v následujícím tvaru:

$$V = k \cdot \frac{N}{3 \cdot H} \cdot s, \quad (1)$$

kde V je objem opotřebení [m^3], k vyjadřuje koeficient opotřebení [-], N značí normálovou sílu [N], H vyjadřuje tvrdost povrchu [HB] a s je kluzná dráha [m], při které dochází k opotřebení.

V našem modelu je ale vhodné použít častější formu obecné rovnice, ve které je použita míra opotřebení K [m^3/Nm]. Takto upravená rovnice byla použita v modelu [9] od A. Gangopadhyay. Její výhodou oproti rovnici (1) je možnost určení hodnoty míry opotřebení pro kovy při mezním mazání z literatury. Rovnici (1) lze tedy upravit:

$$V = K \cdot N \cdot s. \quad (2)$$

Hloubku opotřebení h_o je možné z rovnice (2) získat podělením opotřeбенou plochou A [9]:

$$h_o = K \cdot p_c \cdot s, \quad (3)$$

kde p_c je kontaktní tlak.

2.2 ROZDĚLENÍ (DISTRIBUCE) OTĚRU VRTÁNÍ VÁLCE

Kluznou dráhu s lze chápat jako jeden element vrtání, který je otírán určitou výškou – v našem případě výškou pláště pístu l [m]. Z toho vyplývá, že za jeden cyklus čtyřdobého motoru, skládající se ze sání, komprese, expanze a výfuku a vyžadující dvě úplné otáčky n [min^{-1}], se kluzná dráha vykonaná za čas t [min] vyjádří jako [9]:

$$s = 4 \cdot l \cdot \left(\frac{n}{2}\right) \cdot t \quad (4)$$

Rovnici pro hloubku opotřebení válce můžeme tedy vyjádřit po substituci rovnice (4) do výše odvozené obecné rovnice pro hloubku opotřebení (4) a dostaneme [9]:

$$h_o = 2 \cdot K \cdot p_c \cdot l \cdot n \cdot t \quad (5)$$

Z principů dynamiky pístové skupiny vyplývá, že opotřebení je tvořeno pláštěm pístu a pístními kroužky. Vzhledem k vytvořenému modelu dynamiky pístu nebudou kroužky zahrnuty. Pro zjištění hloubky opotřebení válce h_v může být rovnice (5) dále upravena na výsledný tvar celkového opotřebení válce.

$$h_v = 2 \cdot K_v \cdot n \cdot t \cdot (l_{plášť} \cdot p_{plášť}), \quad (6)$$

kde K_v je míra opotřebení pro válec.

Podobně jako rovnice pro hloubku opotřebení válce (6) může být vyjádřena rovnice pro výpočet hloubky opotřebení pláště pístu h_p .

$$h_p = 2 \cdot K_p \cdot n \cdot t \cdot (l_{plášť} \cdot p_{plášť}), \quad (7)$$

kde K_p je míra opotřebení pro plášť pístu.

2.3 KOEFICIENT OPOTŘEBENÍ K , MÍRA OPOTŘEBENÍ K

Pro výpočet opotřebení byl Archardem zaveden koeficient k , nazývaný nejčastěji jako koeficient opotřebení, Archardův koeficient nebo konstanta opotřebení, který slouží jako konstanta úměrnosti (index intenzity opotřebení) mezi skutečnou kontaktní oblastí, kluznou dráhou a opotřebením. Hodnota k by nikdy neměla být větší než 1, v praxi se za největší hodnotu koeficientu uvádí 10^{-3} pro nejtěžší formy opotřebení. Nízká hodnota k značí, že opotřebení je způsobeno pouze malým podílem kontaktů nerovností povrchů. [14]

Pro adhezní opotřebení lze koeficient k vyjádřit jako:

$$k = \frac{3 \cdot V \cdot H}{N \cdot S}, \quad (8)$$

k je bezrozměrné.

Pro výpočet opotřebení se často využívá tzv. míra opotřebení K [m^3/Nm] (z anglického wear rate). Míra opotřebení vyjadřuje materiálovou charakteristiku uvedenou jako ztrátu objemu za daný čas nebo kluznou dráhu. Materiály s mírou opotřebení k větší než 10^{-1} m/Nm jsou klasifikovány jako méně odolné vůči opotřebení. Materiály s dobrou odolností vůči opotřebení mají hodnotu k menší než 10^{-16} m/Nm . [14]

Míra opotřebení se dá vyjádřit vztahem:

$$K = \frac{V}{N \cdot S}, \quad (9)$$

K už není bezrozměrné a má jednotku [m^3/Nm].

Koeficient opotřebení i míra opotřebení bývají nejčastěji určeny experimentálně. V našem případě ale pro simulaci bude použita hodnota uvedená v literatuře a z katalogů.

Velikost míry opotřebení bude pro každý zkušební systém odlišná, jelikož závisí na materiálových vlastnostech stýkajících se ploch jako např. drsnosti, tvrdosti, modulů pružnosti povrchů, ale také na vlastnostech maziva a podmínkách testu. Z důvodů absence experimentálně určených hodnot těchto veličin pro válec i plášť pístu je potřeba tyto hodnoty určit.

Vzhledem k širokému množství materiálů pístu a povlaků pláště pístu je téměř nemožné určit z literatury přesnou hodnotu míry opotřebení K_p . K první iteraci simulace bude použita hodnota míry opotřebení pro hliníkovou slitinu Al-Si, která je v současné době jedním z nejpoužívanějších materiálů pro výrobu pístů spalovacích motorů [2]. Mechanické vlastnosti této slitiny závisí mimo jiné na množství přísad křemíku a mědi, kdy křemík se do slitiny přidává za účelem zvýšení tvrdosti a měď s niklem pomáhají snižovat tendenci slitiny k poklesu pevnosti za zvýšených teplot [15]. V práci Diega E. Lozano a kol. [15] byly experimentálně určeny hodnoty míry opotřebení slitiny Al-Si-Cu pro 3 hodnoty zatížení a byl vytvořen předpoklad, že míra opotřebení slitiny Al-Si-Cu se pohybuje v řádu $1 \cdot 10^{-15} \text{ m}^3/\text{Nm}$. Tato hodnota tedy bude použita pro míru opotřebení pláště pístu K_p . Z vybraných hodnot míry vyplývá, že materiál pláště pístu je náchylnější k opotřebení a předpokládá se zde opotřebení větší než na válci.



Obr. 7 Píst z hliníkových slitin pro motor Ford Flathead [27]

V simulaci tedy nebude zahrnutý povlak pláště pístu. Povrchová úprava pláště je primárně určena ke zlepšení tribologických vlastností. Dále slouží k zabránění tvorby mikro-svarů mezi pístem a válcem při extrémních provozních podmínkách, jako jsou uvedení motoru do provozu, studené starty nebo v případě znečištění maziva. Z těchto důvodů jsou povlakované písty prakticky nezbytné u motorů vybavených systémem stop/start nebo vypínáním válců. Velmi časté je také jejich použití u přepínaných motorů z důvodů vyššího namáhání jejich komponentů. V současnosti jsou velice rozšířené povlaky na uhlíkové bázi, ale existují například i cínové a další. Tloušťka grafitových povlaků bývá obvykle 10-40 μm . V případě použití pístu s povlakem pláště je tedy vhodnější použití hodnoty míry opotřebení pro grafitové materiály, jejíž hodnota míry opotřebení se dle katalogu firmy POCO [16] pohybuje v řádu $1 \cdot 10^{-14} \text{ m}^3/\text{Nm}$. [17]

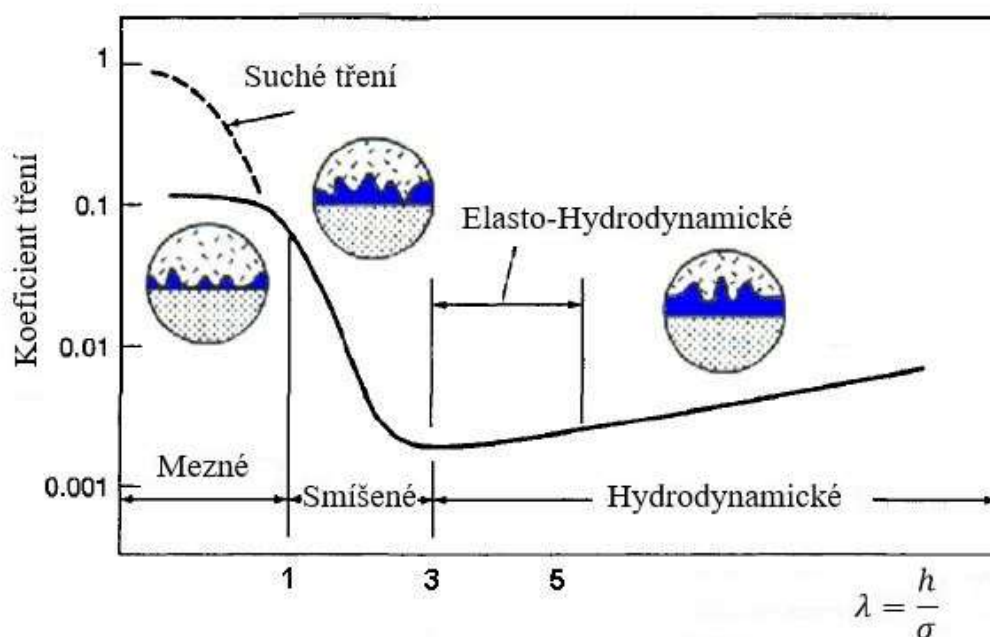


Obr. 8 Píst s grafitovým povlakem APC [28]

2.4 LOKÁLNÍ KONTAKTNÍ TLAK

Jak již bylo v práci zmíněno v kapitole 1.2, režimy mazání se u spalovacího motoru v každém okamžiku mění, a tudíž není možné pro výpočet tlaků použít pouze Reynoldsovy rovnice.

Rozdílné režimy mazání mohou být také popsány pomocí bezrozměrné tloušťky mazacího filmu λ (poměr mezi tloušťkou filmu oleje h [m] a redukovanou drsností povrchu σ [m]). V publikaci [18] F. J. Profito, D. C. Zacharidis a E. Tomanik ze společnosti Mahle uvedli krajní hodnoty poměrového čísla λ . Pokud je hodnota λ větší než 3, nedochází ke kontaktu výstupků povrchů, což je charakteristické pro hydrodynamický režim. Jestliže se λ pohybuje v intervalu od 1 do 3, dochází k prvním kontaktům, a tedy smíšenému režimu. Pro mezní režim mazání odpovídá hodnota menší než 1.



Obr. 9 Stribeckova křivka ilustrující režimy mazání [18]

V místech vykazujících mezní mazací podmínky dochází ke vzniku tlaku, který se rozkládá na určité ploše a zapříčiní deformaci výstupků povrchu. Zatížení a tlak vznikající v místě kontaktu stýkajících se ploch je odvozen v práci Greenwooda a Trippa [19] z roku 1970, která je založena na předpokladu, že výstupky povrchu mají stejný tvar a liší se pouze výškou. Kontakt mezi dvěma výstupky ovšem není na špičce, ale na jejich boku, jinými slovy kontaktní síla není kolmá, ale působí zde pouze její tangenciální složka. Rozdíly mezi velikostmi tangenciální a normálové složky jsou ale z důvodů malého sklonu výstupků natolik malé, že je možné počítat pouze s normálovou složkou.

Lokální kontaktní tlak mezi dvěma drsnými povrchy je vyjádřen vztahem [19]:

$$p_c = \frac{8 \cdot \pi}{5} \cdot (\eta \cdot \beta_e \cdot \sigma) \cdot \kappa \cdot F_{5/2}, \quad (10)$$

ve kterém:

$$\beta_e = \frac{\beta}{2} \quad (11)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (12)$$

$$\kappa = \frac{2 \cdot \sqrt{2}}{3} \cdot (\eta \cdot \beta_e \cdot \sigma) \cdot E' \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \quad (13)$$

β - poloměr křivosti výstupků

η - redukovaná hustota výstupků

ν_1, ν_2 - Poissonovy čísla (pro válec a plášť pístu)

E_1, E_2 - Youngův modul pružnosti (pro válec a plášť pístu)

E' - sdružený Youngův modul pružnosti

$F_{5/2}$ - zavedená funkce pro Gaussovo rozdělení výšek výstupků (závislé na λ)

Model dynamiky pístu vytvořený na VUT již výpočet kontaktních tlaků zahrnuje, dále se tedy kontaktní tlaky budou považovat jako vstupy pro výpočet opotřebení.

3 APLIKACE VYLEPŠENÉHO VÝPOČTOVÉHO MODELU DYNAMIKY PÍSTNÍ SKUPINY

V následující kapitole je výpočtový nástroj opotřebení aplikován do MBS software (MSC Adams). Dosavadní model dynamiky pístové skupiny řeší rovnováhu sil a pohybovou rovnici celého systému s ohledem na nelineární systémovou odezvu. Za účelem určení korektní výšky filmu maziva model obsahuje také výpočet elastických deformací pomocí modální superpozice, kdy celková deformace tělesa je určena jako lineární kombinace jeho vlastních tvarů. Silová interakce mezi pístem a válcem je vypočítána v uživatelském podprogramu napsaném v programovacím jazyce Fortran.

3.1 ZÁKLADNÍ INFORMACE

Pro simulování opotřebení je použitý jednoválcový zážehový motor s koncepcí ventilového rozvodu SV od amerického výrobce Briggs & Stratton typ Series 500. Motor Series 500 se svými 158 cm³ patří do kategorie malých vertikálních motorů vhodné pro použití např. u sekaček, kultivátorů a podobné malé zahradní techniky. Podrobné údaje o motoru jsou uvedeny v Tab. 1. Samotné údaje výrobce ale pro správné provedení simulace nestačí, a proto při vytvoření modelu dynamiky pístu [8] byly pomocí 3D měřicího zařízení Wenzel LH 108 a 3D skeneru ATOS Compact Scan 2M změřeny údaje jako nominální průměr válce, nominální průměr pístu, výška pláště pístu a další potřebné parametry. Změřené údaje motoru spolu s konstantami a podmínkami simulace opotřebení jsou uvedeny v Tab. 2.



Obr. 10 Motor Briggs & Stratton Series 500

Tab. 1 Parametry motoru Briggs & Stratton Series 500

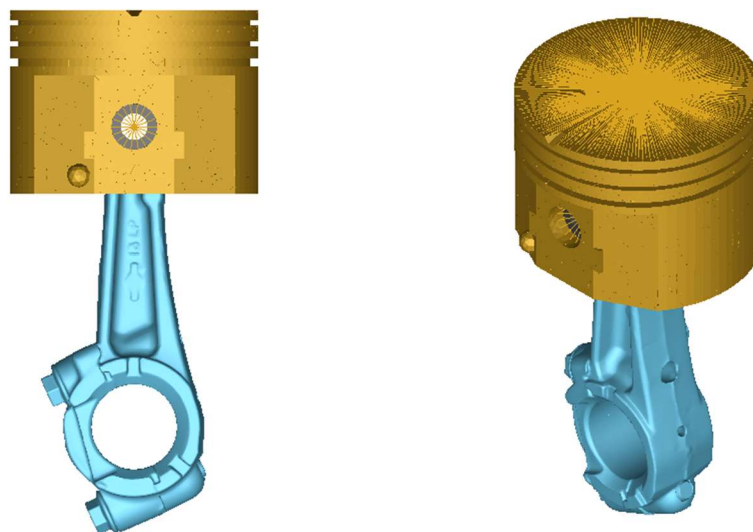
<i>Označení motoru</i>	Briggs & Stratton Series 500
<i>Typ rozvodů</i>	SV
<i>Systém chlazení</i>	vzduchem
<i>Počet válců</i>	1
<i>Zdvihový objem</i>	158 cm ³
<i>Vrtání</i>	65.1 mm
<i>Zdvih</i>	47.7 mm
<i>Krouticí moment</i>	6 Nm
<i>Výkon motoru</i>	neuvedeno

Tab. 2 Podmínky simulace a změřené parametry motoru

<i>Otáčky motoru</i>	2000 min ⁻¹
<i>Střední indikovaný tlak¹</i>	6,091 bar
<i>Nominální průměr pístu</i>	64,9500 mm
<i>Výška pláště pístu</i>	33,1383 mm
<i>Hmotnost pístu</i>	0,153385 kg
<i>Míra opotřebení pístu</i>	10 ⁻¹⁵ m ³ /Nm
<i>Nominální průměr válce</i>	65,0840 mm

V MBS software MSC Adams View byl součástí práce [8] navrhnut model pístu a válce dle změřených parametrů. Pro výpočet lokálních silových interakcí obsahuje plášť pístu a povrch válce síť jednotlivých uzlů, jejichž hustotu je možné měnit. V této práci je nastavena hustota sítě na plášti pístu stejná pro tlakovou i odlehčenou stranu 17×16 uzlů a válec má hustotu sítě 36×27 uzlů.

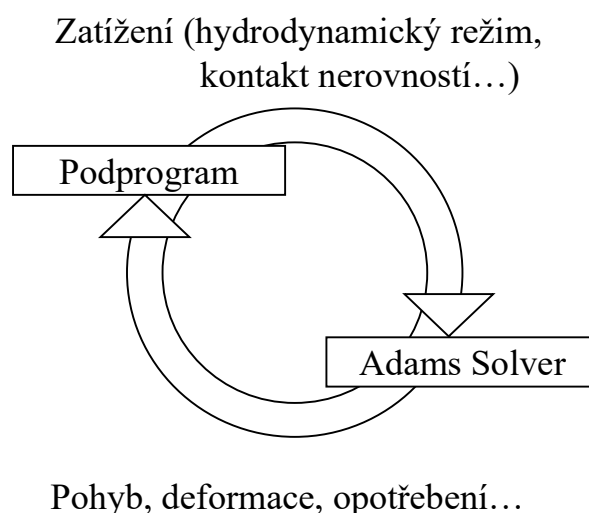
¹ 1 bar = 100 kPa



Obr. 11 Model pístu použitý pro simulaci opotřebení v MSC Adams

3.2 STRATEGIE VÝPOČTU

Nástroj pro výpočet opotřebení je aplikován do uživatelského podprogramu vytvořeném Ing. Jozefem Dlugošem [8]. Podprogram slouží na výpočet silové interakce ve formě modální síly na základě aktuální pozice pístu a válce a dalších vstupních parametrů. Výstup podprogramu je zpracován MBS řešitelem. Podprogram zároveň obsahuje vyhodnocovací sekce, které během výpočtu zaznamenávají požadované výstupy např. do datových souborů. Výměna dat mezi uživatelským podprogramem a MBS řešitelem je zobrazená na Obr. 12.



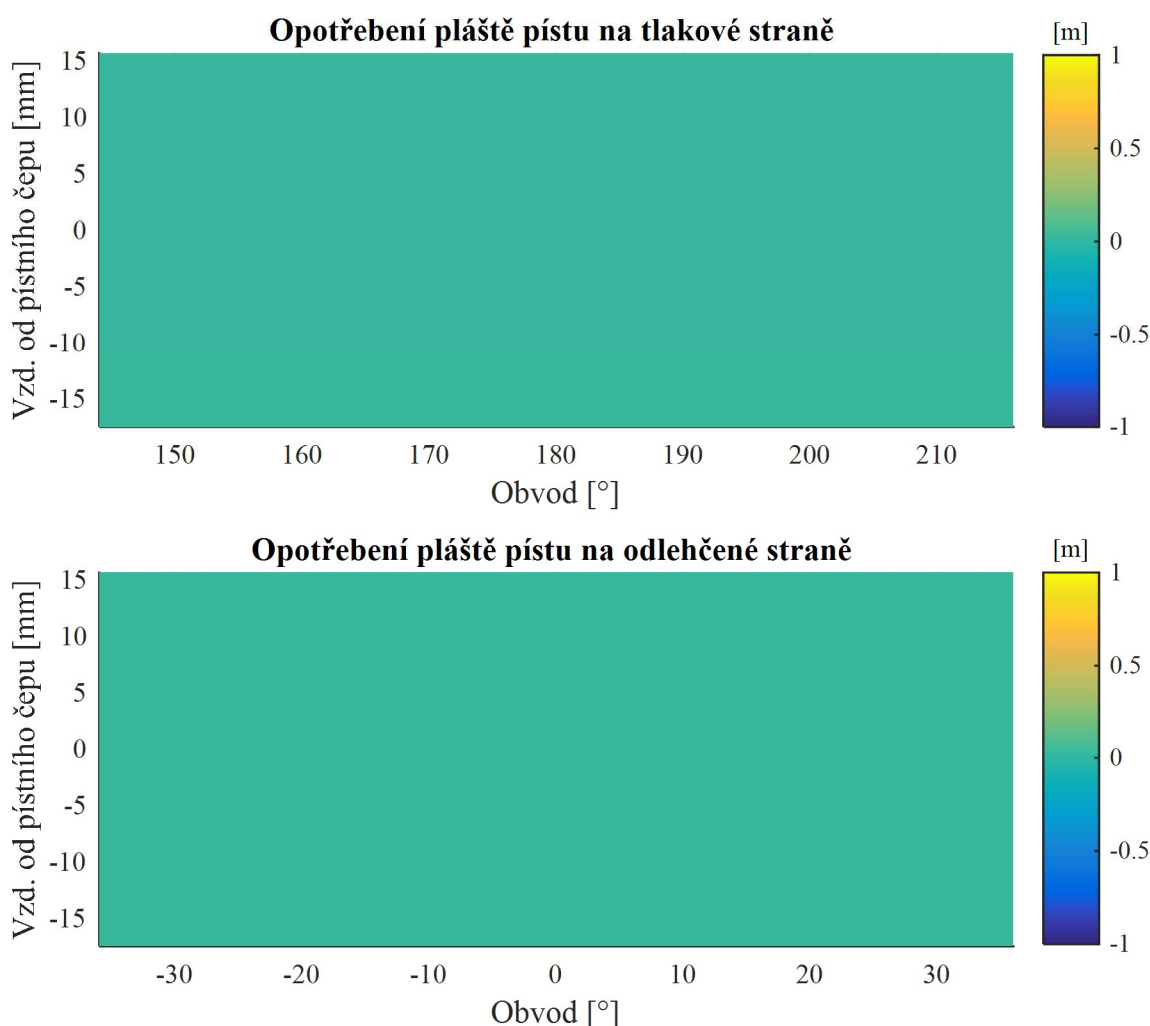
Obr. 12 Výměna dat podprogram-Solver

Rovnice (9) pro výpočet hloubky opotřebení pláště pístu je implementována pomocí algoritmu do vyhodnocovací sekce podprogramu a využívá uživatelem zadané vstupní parametry (míry opotřebení, parametry motoru) a kontaktní tlaky získané v předcházející sekci podprogramu.

3.3 SIMULACE OPOTŘEBENÍ PŘI PLNĚ HYDRODYNAMICKÉM REŽIMU MAZÁNÍ

První simulování proběhne při nastavení plně zaplaveného pístu. Pro zajištění výskytu pouze hydrodynamického režimu mazání je nastavena vstupní tloušťka filmu maziva na 100 μm během celého pracovního cyklu motoru. Tento stav je ovšem vzhledem k množství maziva nereálný. Simulování za těchto podmínek slouží především k ověření věrohodnosti modelu, jelikož se očekává, že při plném zaplavení pístu nebude docházet k výraznému opotřebení.

Měření proběhne při 2000 min^{-1} . Simulace je provedena pro intervaly 100 hodin, 500 hodin a 1000 hodin. Vypočtené opotřebení pro dobu simulace provozu motoru 1000 hodin je zobrazeno pomocí Obr. 13.

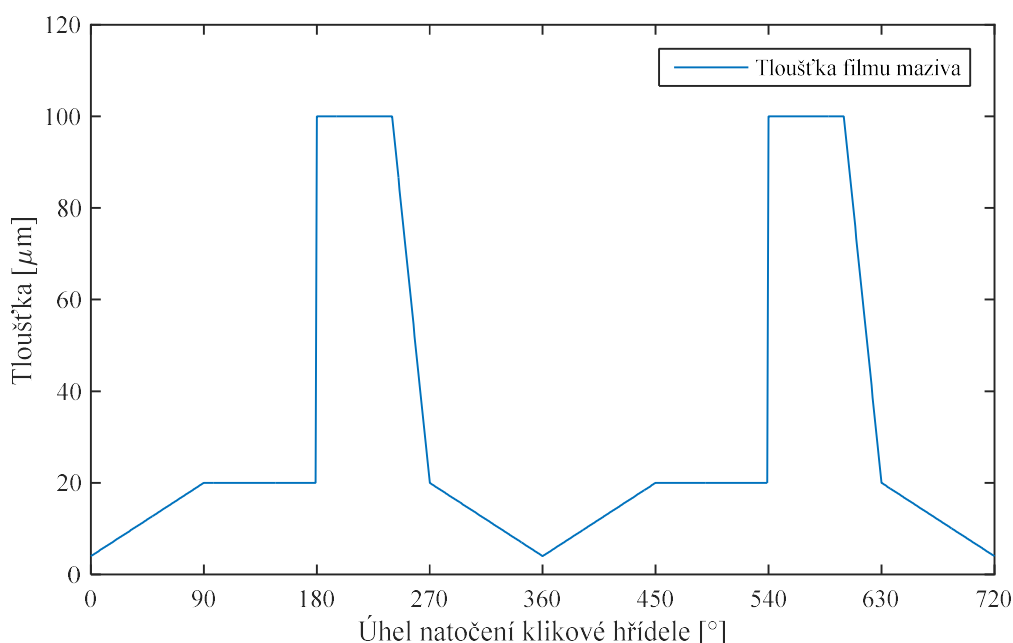


Obr. 13 Naměřené opotřebení na plášti pístu po 1000 hodinách simulace

Z vykreslení nakumulovaného opotřebení lze vidět, že model odpovídá výše uvedenému předpokladu, a tak při plně hydrodynamickém režimu mazání nedochází k žádnému opotřebení (při pohybu pístu nedochází ke vzniku třecích sil v důsledku kontaktu nerovností a z nich vyplývajících kontaktních tlaků).

3.4 SIMULACE OPOTŘEBENÍ PŘI REÁLNÉM PROVOZU MOTORU

Reálné podmínky simulace nyní představuje proměnná tloušťka maziva, kdy v důsledku omezeného množství maziva mezi pístem a válcem dochází ke kumulování opotřebení. Opotřebení na tlakové straně pístu je očekáváno v okamžiku pohybu pístu dolů (po zažehnutí/vznícení paliva a při expanzi), kdežto opotřebení na odlehčené straně se očekává při pohybu pístu nahoru (při kompresi a výfuku). Závislost tloušťky filmu maziva na natočení klikové hřídele vychází z jevu, kdy olej kumulovaný ve zkosení horní hrany pláště pístu je uvolňován do oblasti pláště pístu během rozběhu pístu z dolní úvratě (Graf 1). Tento jev je popsán a potvrzen v pracích Bai [20], Meng [21] a Totaro [22].

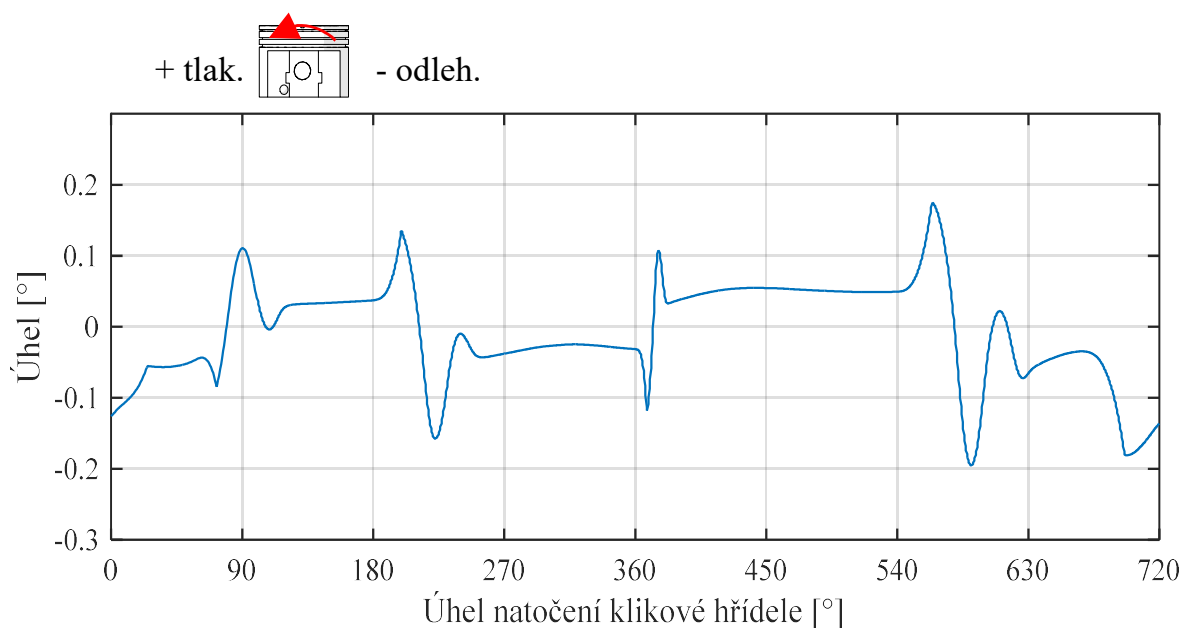


Graf 1 Závislost tloušťky filmu maziva na natočení klikové hřídele pro reálný provoz motoru

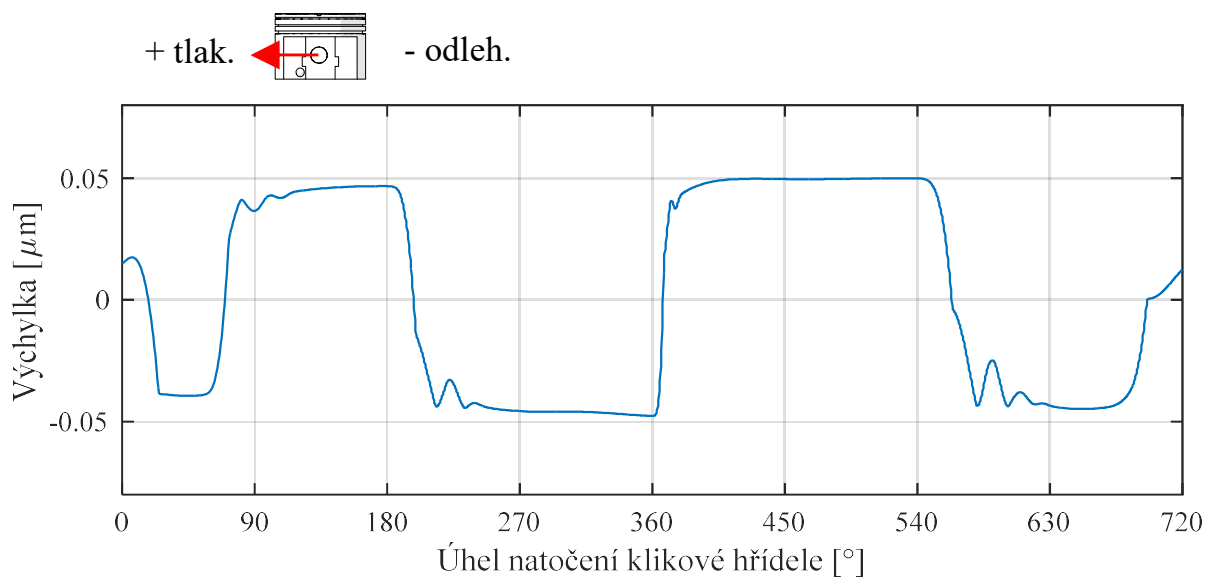
3.4.1 SIMULACE PŘI POUŽITÍ DOKONALÉHO TVARU VÁLCE A NOVÉHO PÍSTU

První simulace opotřebení motoru při reálných podmínkách provozu motoru se uskuteční za předpokladu použití nového pístu a dokonalého tvaru válce. Povrch válce má dokonale cylindrický tvar, u povrchu pláště nového pístu byly naměřeny určité radiální odchylky téměř symetrické okolo pomyslné vertikální středové osy. Povrchy pláště pístu a válce nejsou vzájemně přizpůsobeny (nejsou konformní), takže je očekáváno vyšší opotřebení při delší simulované době provozu. Tvar povrchu válce a nového pístu použitého v simulaci jsou uvedeny v příloze práce.

Vzniklé opotřebení se bude odvíjet od velikosti bočního pohybu a natočení pístu, které mají za následek vznik kontaktu nerovností. Průběh natočení nového pístu je zobrazen pomocí Grafu 2, průběh bočního pohybu nového pístu zobrazuje Graf 3.

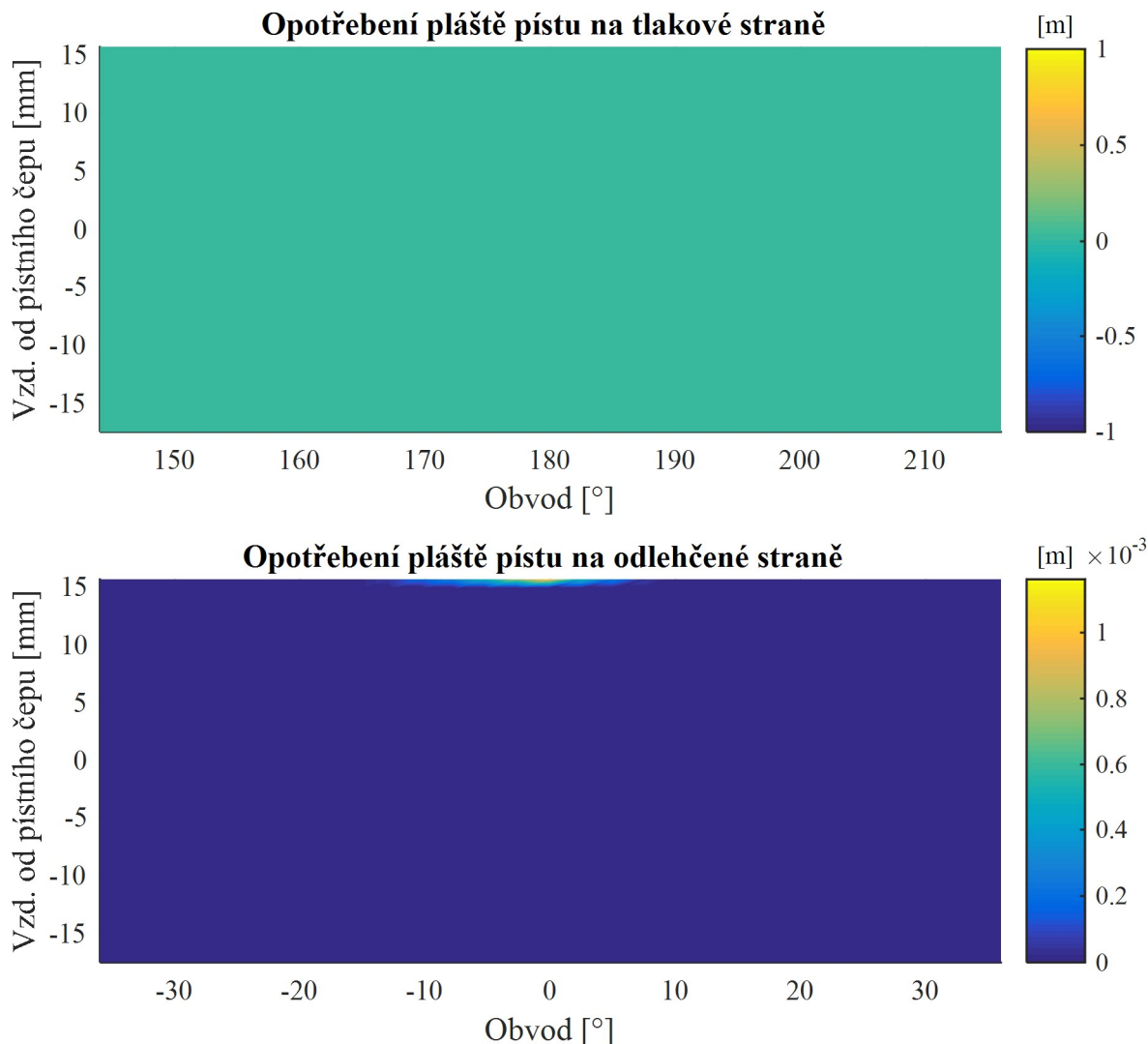


Graf 2 Natočení pístu u nového pístu a dokonalého tvaru válce



Graf 3 Boční pohyb pístu u dokonalého tvaru pístu a válce

Vypočtené opotřebení po uplynutí kroku 1000 hodin (při 2000 min^{-1}) je zobrazeno na Obr 14.

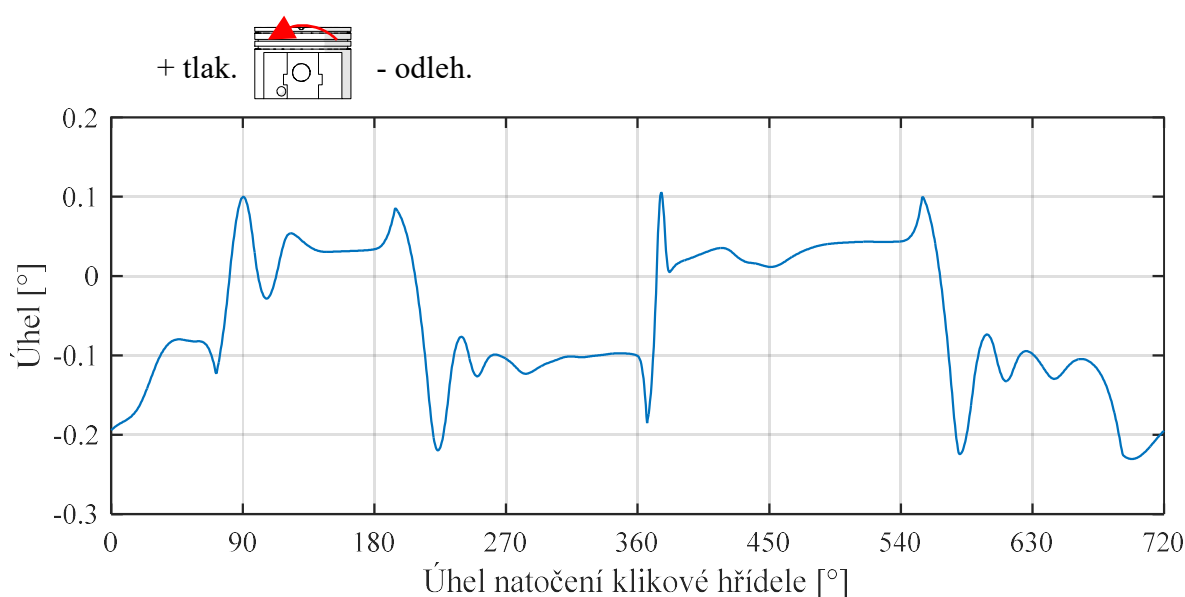


Obr. 14 Naměřené opotřebení na plášti pístu po 1000 hodinách simulace

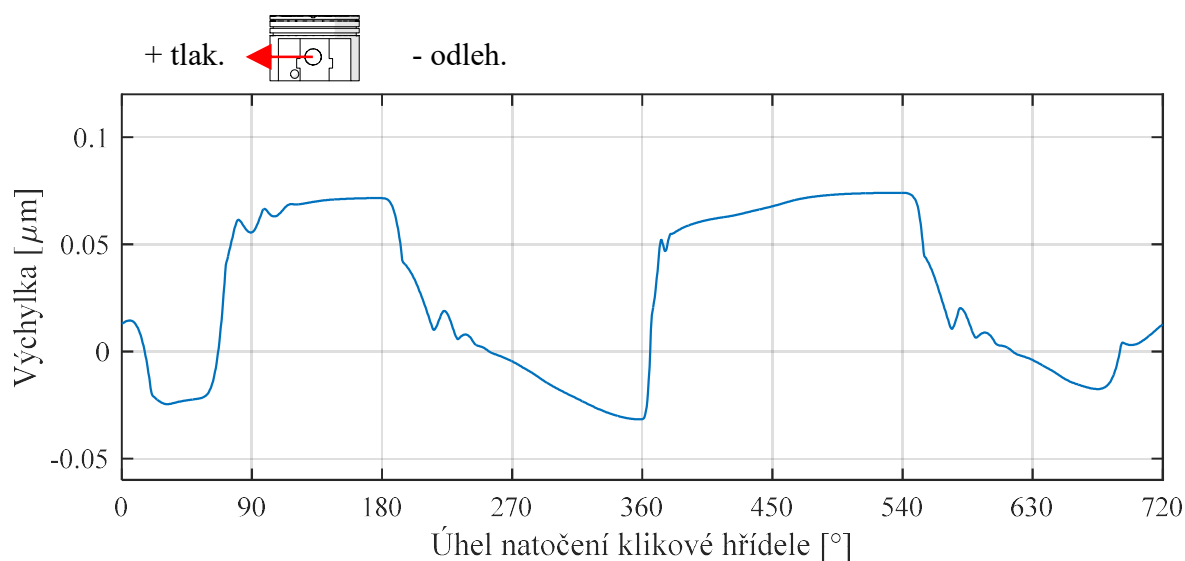
Po provedení simulace je zřejmé, že k opotřebení dochází převážně při kontaktu hrany pláště pístu na odlehčené straně při největším natočení pístu mezi $540\text{--}630^\circ$ natočení klikové hřídele. V tomto okamžiku dochází ke kontaktu nerovností a opotřebení se začne kumulovat. Po nastavení provozu motoru 100 hodin model vypočetl největší lokální opotřebení uprostřed horní hrany pláště pístu $116,17 \text{ }\mu\text{m}$, opotřebení nakumulované ve stejném místě po nastavení provozu motoru 500 hodin bylo $580,09 \text{ }\mu\text{m}$. Při posledním kroku simulované doby provozu 1000 hodin bylo vypočteno opotřebení $1161,71 \text{ }\mu\text{m}$. Vypočtené opotřebení tedy vychází značně vysoké, což je způsobeno použitím dokonale kruhovitěho tvaru válce a nového pístu, kdy při vychýlení dojde ke kontaktu vrchní hrany pláště pístu a povrchu válce. Vzhledem k vysokému opotřebení už výpočet nebude příliš přesný při použití delších intervalů simulované doby provozu motoru, jelikož se podstatně mění tvar pístu, který výrazně ovlivňuje kontaktní tlaky. Tato aktualizace tvaru pláště pístu a válce není do simulačního modelu momentálně zahrnuta.

3.4.2 SIMULACE PŘI POUŽITÍ SKUTEČNÉHO TVARU VÁLCE A NOVÉHO PÍSTU

Zahrnutí skutečného tvaru válce přiblíží simulování průběhu opotřebení více reálným podmínkám. Na rozdíl od předchozího použití dokonalého tvaru válce již nyní nelze tvar válce považovat za dokonale cylindrický, ale je provedeno zahrnutí radiálních odchylek dle změřených dat (mírné zkosení válce). Povrchy nového pláště pístu a válce nejsou při pohybu pístu opět přizpůsobeny, skutečný tvar válce ale ovlivní velikost kontaktní plochy a s ní spojené veličiny k výpočtu opotřebení. Skutečný tvar válce vyskytující se při interakci s povrchem nového pístu byl změřen jako součást práce [1] pomocí 3D měřidel na Ústavu automobilového a dopravního inženýrství (viz kap 3.1). Změřený tvar válce s jeho odchylkami od dokonalého válce je zobrazen v příloze práce. Vliv skutečného tvaru válce se projeví při znázornění natočení nového pístu (Graf 4) a bočního pohybu nového pístu (Graf 5).

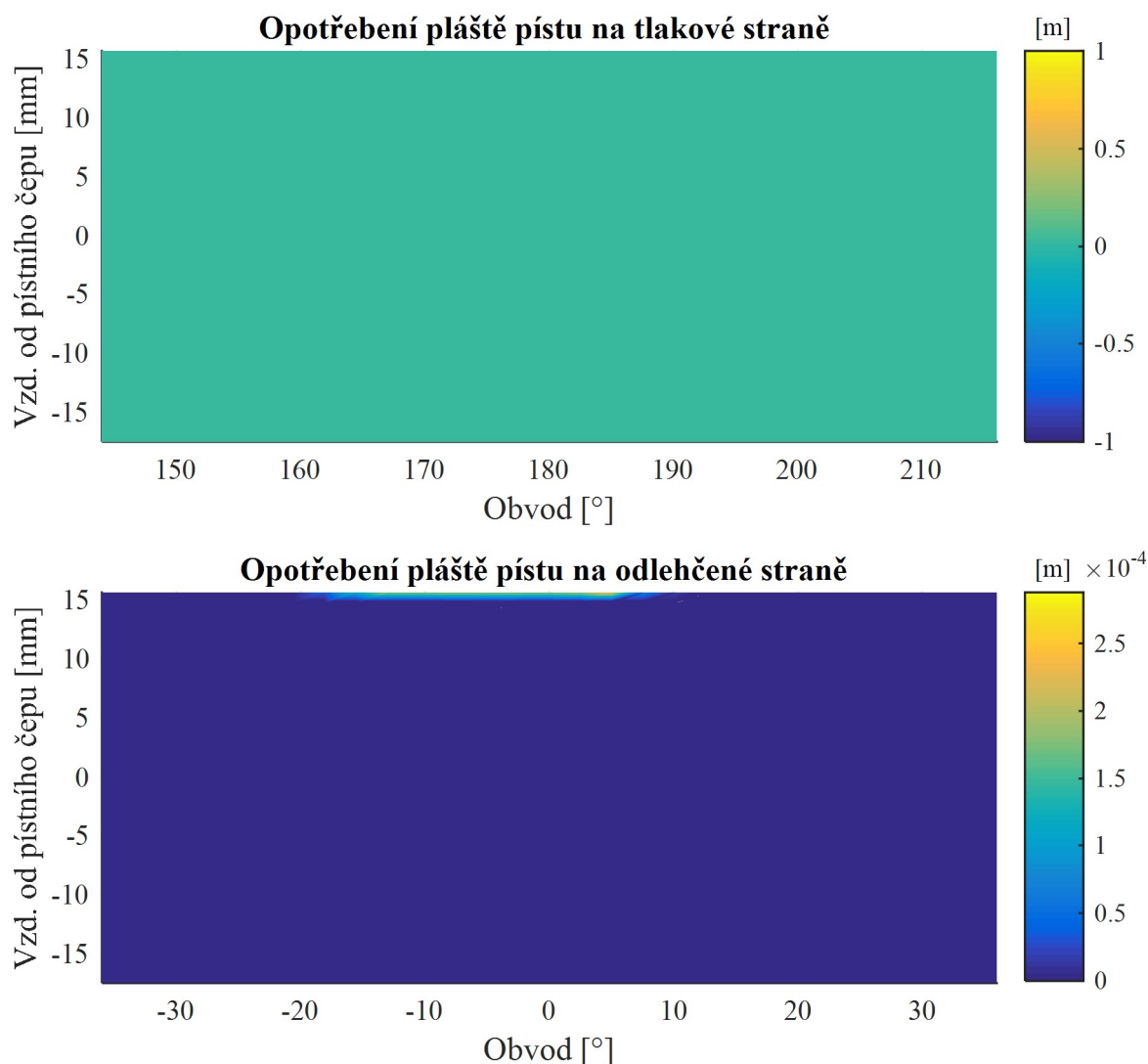


Graf 4 Natočení pístu u nového pístu a skutečného válce



Graf 5 Boční pohyb pístu u nového pístu a skutečného válce

Vypočtené opotřebení po uplynutí kroku 1000 hodin (při 2000 min^{-1}) je zobrazeno na Obr 15.

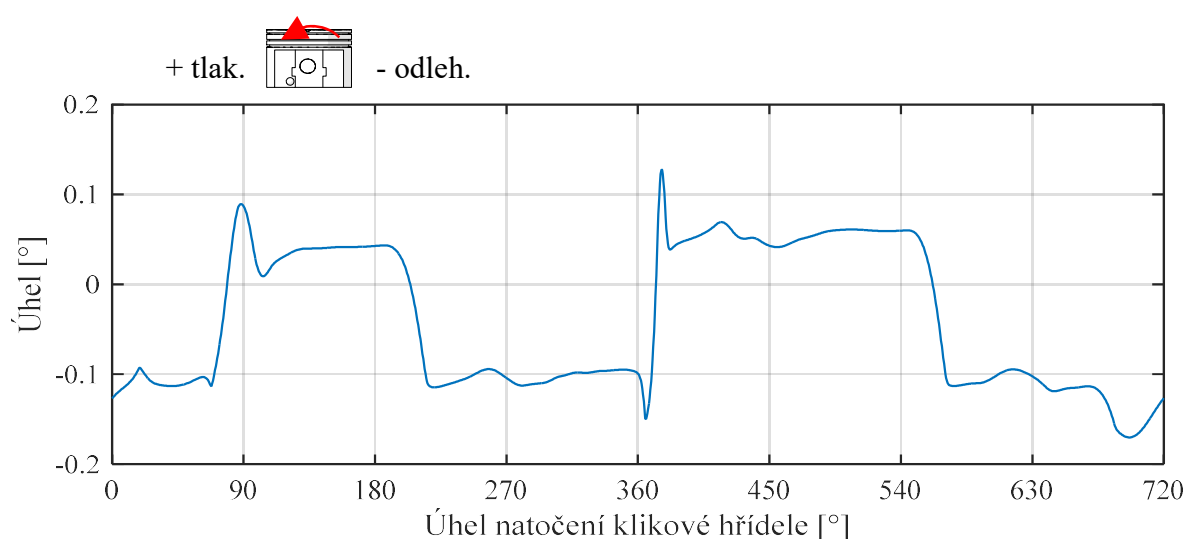


Obr. 15 Naměřené opotřebení na plášti pístu po 1000 hodinách simulace

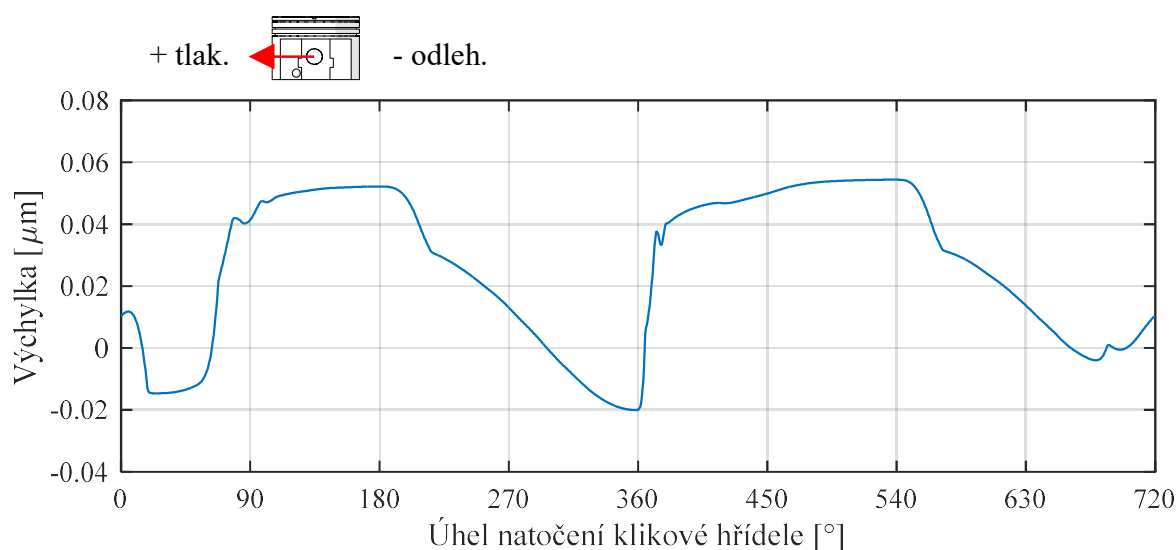
K opotřebení opět tedy dochází pouze na vrchní hraně odlehčené strany pístu. Největší opotřebení nyní nastává při natočení klikové hřídele přibližně 220° , 580° a 700° . Z vykreslení opotřebení (Obr. 15) vyplývá, že opotřebovaná oblast na vrchní hraně pístu již není symetrická a je větší než při použití dokonalého tvaru válce. Nejvyšší vypočtená hodnota opotřebení pro simulovanou dobu provozu 100 hodin byla $22,99 \mu\text{m}$, v následujících krocích simulace byla vypočtena hodnota opotřebení $114,97 \mu\text{m}$ (500 hodin) a $229,93 \mu\text{m}$ (1000 hodin). Pouze zahrnutím skutečného tvaru válce se tedy pětinasobně snížilo opotřebení způsobené jeho nepravidlostí a rozložením zatížení na větší ploše, kde dochází ke kontaktu nerovností.

3.4.3 SIMULACE PŘI POUŽITÍ SKUTEČNÉHO TVARU VÁLCE A OPOTŘEBENÉHO PÍSTU

Použití vstupních dat odpovídající již opotřebenému pístu a skutečnému tvaru válce umožňuje získat představu o vývoji opotřebení po „zajetí“ motoru. Pracovní plochy pláště pístu už tedy vykazují známky opotřebení a jejich skutečný tvar byl opět změřen pomocí 3D měřidel a 3D skeneru (viz kap. 3.1). Radiální odchylky od dokonalého tvaru pláště pístu již nejsou téměř symetrické okolo pomyslné vertikální osy, ale jsou nepravidelné a přizpůsobené pohybu pístu. Přizpůsobení tvarů pracovních ploch má za následek větší rozložení zatížení vznikající ze sekundárního pohybu pístu a očekává se nárůst opotřebení ve střední části pláště pístu. Změřený tvar opotřebeného pláště pístu použitý v simulaci s jeho odchylkou od dokonalého tvaru je zobrazen v příloze práce. Ovlivnění průběhu natočení a bočního pohybu pístu použitím opotřebeného pístu je zobrazeno pomocí Grafů 6 a 7.

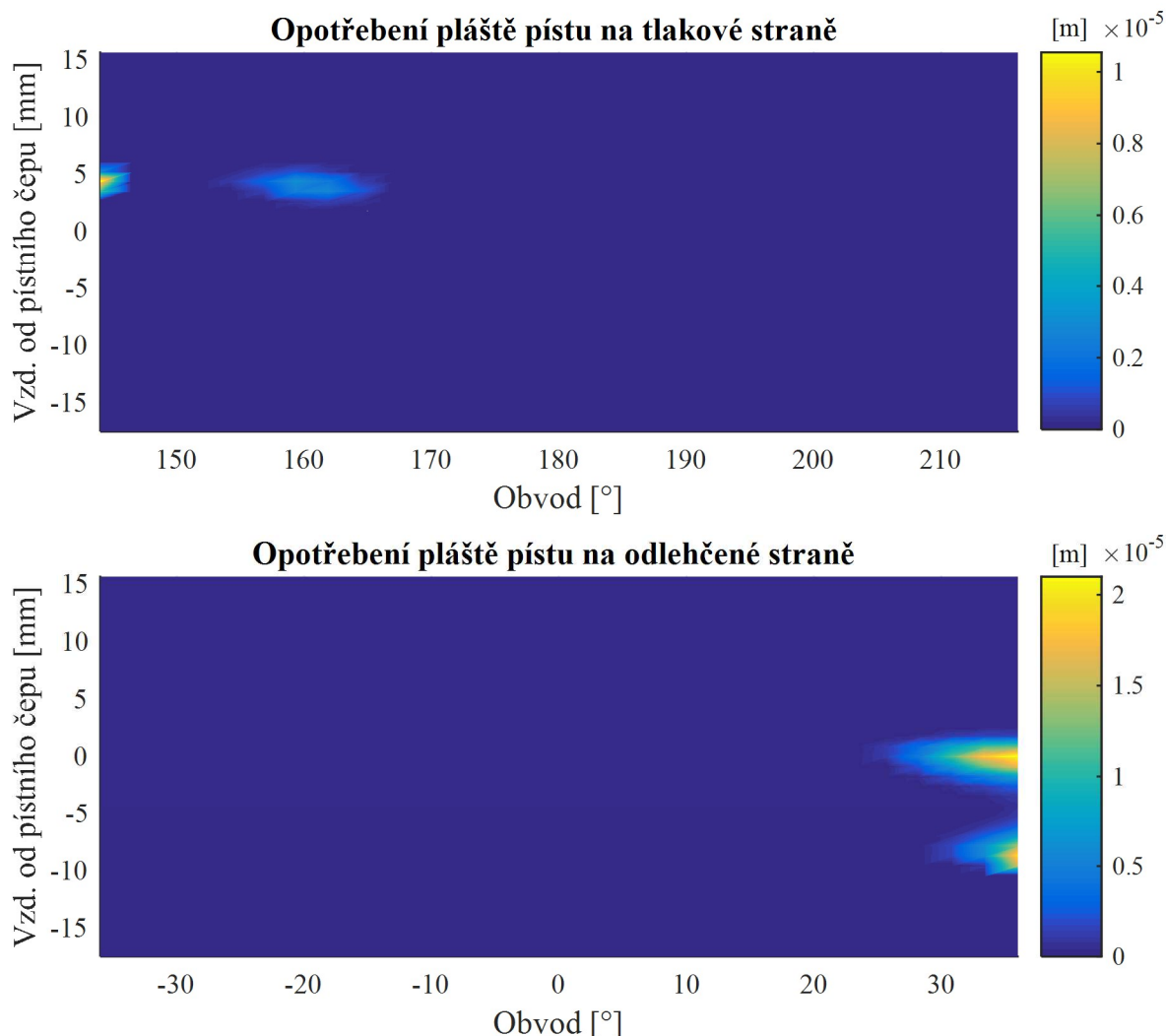


Graf 6 Natočení pístu u opotřebeného pístu a skutečného válce



Graf 7 Boční pohyb pístu u opotřebeného pístu a skutečného válce

Vypočtené opotřebení po uplynutí kroku 1000 hodin (při 2000 min^{-1}) je zobrazeno na Obr 16.



Obr. 16 Naměřené opotřebení na plášti pístu po 1000 hodinách simulace

Použití tvaru opotřebeného pístu v simulaci se výrazně projevuje na rozložení kontaktu nerovností a z něj vyplývajících opotřebení. K opotřebení nyní dochází také na tlakové straně pístu, kde nejvyšší hodnota nastává na boční hraně. Nejvyšší opotřebení na odlehčené straně pístu se vyskytuje na pravé hraně, kde dochází ke kontaktu ve dvou oblastech. Opotřebení na obou stranách pístu se vyskytuje v blízkosti úrovně umístění pístního čepu. K hranovému kontaktu jako v předchozích případech již nedochází. Nejvyšší naměřené hodnoty opotřebení na tlakové straně pístu pro jednotlivé kroky simulace jsou $1,05 \mu\text{m}$ (100 hodin), $5,27 \mu\text{m}$ (500 hodin) a $10,54 \mu\text{m}$ v posledním kroku simulace 1000 hodin. Na odlehčené straně bylo vypočteno nejvyšší opotřebení $2,10 \mu\text{m}$ (100 hodin), $10,49 \mu\text{m}$ (500 hodin) a $21,00 \mu\text{m}$ v posledním kroku simulace 1000 hodin. V druhé oblasti (nižší oblast na obr. 16) na odlehčené straně pístu dochází k opotřebení o velikostech $1,87 \mu\text{m}$ (100 hodin), $9,33 \mu\text{m}$ (500 hodin) a $18,65 \mu\text{m}$ (1000 hodin).

3.5 VYHODNOCENÍ VÝPOČTU

Výsledky výpočtového modelu naznačují, že model spolehlivě předpovídá vznik opotřebení na pracovních plochách pístu. Vzhledem k použití míry opotřebení K_p z literatury slouží vypočtené hodnoty především k představě o intenzitě opotřebení při aktuálních podmínkách. V kap. 3.3 byla provedena simulace při plně hydrodynamickém režimu mazání, při kterém podle očekávání nebylo naměřeno žádné opotřebení. Zvýšená tloušťka olejové vrstvy zde zamezuje vzniku kontaktu nerovností. V kap. 3.4 byly provedeny simulace reálného provozu motoru pro 3 odlišné vstupní podmínky. První simulace (kap 3.4.1) používá vstupní parametry uvažující dokonale cylindrický tvar válce (válcové vložky) a tvary nového pístu. Za těchto podmínek dochází ke kontaktu na horní hraně pláště pístu na odlehčené straně. Po nastavení simulované doby provozu motoru bylo naměřeno opotřebení v řádu milimetrů. Při použití vstupních parametrů zahrnujících skutečný tvar válce (kap 3.4.2) se nejvyšší hodnota opotřebení pětinašobně snížila. Tento výsledek ukazuje, jak významná je znalost skutečného tvaru válce a pláště pístu pro další reprodukování simulace, kdy dochází k výrazně odlišnému kontaktu nerovností a z něj vyplývajícího opotřebení. Použití zmíněných vstupních parametrů představuje provoz motoru před „zajetím“, kdy pracovní plochy nového pístu nejsou přizpůsobené povrchu válce a dochází k velmi vysokému opotřebení po horní hraně pístu na jeho odlehčené straně. Simulace v kapitole 3.4.3 využívá vstupní data opotřebovaného pístu a současně zahrnuje tvar skutečného válce. Z vypočtených dat je možné vidět přenesení výskytu opotřebení od horní hrany směrem do úrovně pístního čepu. Lze tedy předpokládat, že opotřebovaný píst již má horní hranu přizpůsobenou povrchu válce a opotřebení se bude nadále kumulovat v blízkosti úrovně pístního čepu, než dosáhne kritické hodnoty. Nejvyšší vypočtené hodnoty z kapitoly 3.4 shrnuje Tab. 3.

Tab. 3 Nejvyšší vypočtené hodnoty opotřebení z kap. 3.4

<i>Použitá vstupní data</i>	<i>100 hodin</i>	<i>500 hodin</i>	<i>1000 hodin</i>
<i>Dokonalý válec & Nový píst</i>	116,17 μm	580,09 μm	1161,71 μm
<i>Skutečný válec & Nový píst</i>	22,99 μm	114,97 μm	229,93 μm
<i>Skutečný válec & Opotřebovaný píst</i>	2,10 μm	10,49 μm	21,00 μm

4 NÁVRH MOŽNOSTÍ BUDOUCÍHO VYLEPŠENÍ MODELU

Z rovnice (5) vyplývá, že přírůstek opotřebení h_o lineárně narůstá se zvyšující se dobou opotřebení t . Ve výpočtovém nástroji navrhnutém v této práci se neuvažuje aktualizace tvaru pracovních ploch z vypočteného opotřebení, což znamená, že kontaktní tlaky jsou po celou dobu simulace shodné. Při reálném provozu se kontaktní tlaky mění v důsledku změny povrchu pracovních ploch. Z tohoto důvodu je výpočtový nástroj méně přesný pro určení maximální velikosti oblasti a hloubky opotřebení v delších časových intervalech simulované doby provozu. Další návrh nástroje, který dokáže aktualizovat pracovní plochy je tedy velmi doporučený krok pro získání větší přesnosti získaných výsledků.

Další možností zdokonalení přesnosti modelu je získání experimentálně ověřených hodnot míry opotřebení, které se pro každý zkoumaný systém liší. Použití korektní metody, provedení experimentu a následná úprava této hodnoty posune výpočtový nástroj směrem k přesnějším výsledkům.

Jak již bylo zmíněno v kapitole 1.1.1, vliv tříbodového abrazivního opotřebení není vzhledem k jeho vysoké náročnosti zahrnutý do výpočtu. Tříbodové abrazivní opotřebení nastává u motoru při znečištění maziva prachovými částicemi nebo uvolněním mikročástic z pracovní plochy tvrdšího z povrchů. Práce S. Tunga [10] se zabývá zahrnutím vlivu tříbodového abrazivního opotřebení pístních kroužků a válce do Archardovy rovnice pomocí upraveného koeficientu opotřebení. Výsledná rovnice v práci [10] nevyužívá jako vstupní zatížení kontaktní tlaky, ale rovnoměrné tlaky mezi kroužkem a válcem. Použití rovnoměrných tlaků vyžaduje následné upravení koeficientů opotřebení o vliv mazacího režimu, který rovnoměrným tlakům oproti kontaktním chybí. V případě požadování vysoké přesnosti výsledků je třeba tento vliv do výpočtového nástroje zahrnout.

Nejsnadnějším způsobem zvýšení přesnosti je pravděpodobně zahrnutí elastických deformací pístu a válce. Před tímto krokem je ale třeba zvážit výkon počítače, jelikož se zahrnutím tohoto děje podstatně zvyšuje výpočtová náročnost.

ZÁVĚR

Cílem této bakalářské práce byl návrh nástroje pro výpočet opotřebení, který doplní existující výpočtový model dynamiky pístní skupiny vytvořený na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství. Výpočtový model je vytvořen v Multi-body System programu Adams/View. Pro výpočet silových interakcí model využívá uživatelského podprogramu, jehož součástí je nyní i nástroj pro výpočet opotřebení mezi pístovou skupinou a válcem motoru. Vytvořený výpočtový nástroj čerpá údaje o kontaktních tlacích z datových souborů vytvořených ve vyhodnocovací sekci podprogramu. Předností modelu dynamiky pístní skupiny je možnost zahrnutí skutečně změřených tvarů jednotlivých komponentů. Výpočtový nástroj díky tomu získá velmi přesné údaje o výskytu a velikosti kontaktních tlaků a vypočtené opotřebení je následně vypočteno lokálně. Samotný výpočet opotřebení je založen na Archardově rovnici, která je v druhé kapitole práce upravena do vztahu pro výpočet hloubky opotřebení mezi pracovními plochami pláště pístu a válce. Vypočtené opotřebení je během simulace zaznamenáváno do datových souborů a výsledky jsou následně graficky zpracovány pomocí povrchových grafů. Ve třetí kapitole práce byly provedeny 4 výpočty opotřebení při nastavení odlišných podmínek simulace. Při porovnání výsledků z kap. 3.4.1 a 3.4.2 je patrné, nakolik je důležité znát pro přesný výpočet skutečné tvary pracovních ploch. Odchyłky od ideální válcovitosti u skutečného povrchu válce mají výrazný vliv na velikosti a rozložení opotřebení. Ustálený stav, při kterém jsou již povrchy pláště pístu a válce přizpůsobeny je simulován v kapitole 3.4.3 použitím skutečně změřených tvarů opotřebovaného pláště píst a válce. Při této simulaci bylo vypočteno podstatně menší opotřebení v úrovni pístního čepu.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] BECKER, Ep a Kc LUDEMA. *A qualitative empirical model of cylinder bore wear*. *Wear* [online]. ELSEVIER SCIENCE, 1999, 229, 387-404 [cit. 2018-02-20]. ISSN 0043-1648. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S004316489800369X>
- [2] RAUSCHER, J. *Spalovací motory*. VUT Brno, FSI, UÁDI, 2005. Studijní opory. [online]. [cit. 2018-02-26] Dostupné z: <http://www.iae.fme.vutbr.cz/userfiles/ramik/files/Vozidlove%20motory.pdf>.
- [3] SUCHÁNEK, Jan. *Abrazivní opotřebení kovových materiálů*. Tribotechnika.sk, 2008-2018. [online]. [cit. 2018-02-25] Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-12010/abrazivni-opotrebenikovovych-materialu.html>
- [4] SUCHÁNEK, Jan. *Adhezivní opotřebení*. Tribotechnika: TechPark, 2010, 2008-2018. [online]. [cit. 2018-02-25] Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-22010/adhezivni-opotrebeni.html>
- [5] MAHLE INTERNATIONAL GMBH. *Cylinder components: Properties, applications, materials*. Springer, 2016. [cit. 2018-04-20] ISBN 978-3-658-10034-6.
- [6] ARCHARD, J. F. Contact and Rubbing of Flat Surfaces. *Journal of Applied Physics* [online]. 1953, 24(8), 981-988 [cit. 2018-04-15]. DOI: 10.1063/1.1721448. ISSN 0021-8979. Dostupné z: <http://aip.scitation.org/doi/10.1063/1.1721448>
- [7] TRIBONET. *Archard Wear Equation*. Tribonet.org, 2016-2017, [online]. [cit. 2018-02-25] Dostupné z: <http://www.tribonet.org/wiki/archard-wear-equation/>
- [8] DLUGOŠ, J.; NOVOTNÝ, P.; MARŠÁLEK, O.; RAFFAI, P.; KNOTEK, J. Development of Computational Model of Piston Dynamics Behaviour. In *ENGINEERING MECHANICS 2016 - 22nd INTERNATIONAL CONFERENCE*. Prague, Czech Republic: Institute of Thermomechanics Academy of Sciences of the Czech Republic, v.v.i., 2016. s. 126-129. ISBN: 978-80-87012-59- 8
- [9] GANGOPADHYAY, Arup. *Development of a Piston Ring-Cylinder Bore Wear Model*. 2000, SAE Paper 2000-01-1788. [cit. 2018-02-25].
- [10] TUNG, Simon C. a Yong HUANG. *Modeling of Abrasive Wear in a Piston Ring and Engine Cylinder Bore System*©. *Tribology Transactions* [online]. Taylor, 2004, 47(1), 17-22 [cit. 2018-02-20]. DOI: 10.1080/05698190490279074. ISSN 1040-2004. Dostupné z: <https://www.tandfonline.com/doi/abs/10.1080/05698190490279074>
- [11] E. TOMANIK, F. B. NIGRO. *Piston Ring Pack and Cylinder Wear Modelling*. 2001, SAE Paper 2001-01-0572. [cit. 2018-03-11].

- [12] HERMANN, Simone a Fabrizio RUGGERI. Modeling Wear in Cylinder Liners. *Quality and Reliability Engineering International*. [online]. 2017, 33(4), 839-851 [cit. 2018-03-11]. DOI: 10.1002/qre.2061. ISSN 0748-8017. Dostupné z: <https://doi-org.ezproxy.lib.vutbr.cz/10.1002/qre.2061>
- [13] Qiu Y, Zou Q, Barber GC, McCormick HE, Zou D, Mekari MH. Wear Model for Piston Ring and Cylinder Bore System. ASME. Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, [online] *ASME 2005 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference (ICEF2005)* 569-575. doi:10.1115/ICEF2005-1340. [cit 2018-04-24] Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1586968>
- [14] STACHOWIAK, Gwidon W a Andrew W BATCHELOR. *Engineering tribology*. Boston: Butterworth, 2001, XXIII, 744 s. : il. ISBN 0-7506-7304-4.
- [15] LOZANO, Diego E. et al. Wear mechanisms experienced by an automotive grade Al-Si-Cu alloy under sliding conditions. *Ingenier. mecáni. tecnolog. desarroll* [online]. 2015, vol.5, n.3 [cit. 2018-04-20], pp.339-345. ISSN 1665-7381. Dostupné z: <http://www.redalyc.org/articulo.oa?id=76841555003>
- [16] POCO GRAPHITE, INC. *Properties and characteristics of graphite*. Texas 2015 [online]. [cit. 2018-03-11]. Dostupné z: <http://poco.com/Portals/0/Literature/Semiconductor/IND-109441-0115.pdf>
- [17] MAHLE GmbH(Ed.). *Pistons and engine testing*. German: Ewald Schmitt Elisabeth Lange, 2012 [cit. 2018-03-06]. ISBN 978-3-8348-1590-3.
- [18] PROFITO, F. J., D. C. ZACHARIADIS a E. TOMANIK. *One dimensional mixed lubrication regime model for textured piston rings* [online]. Natal, 2011[cit. 2018-03-06]. Dostupné z: http://www.lfs.usp.br/Portal_Triboflex/Mahle/VTL/Profito_Zachariadis_Tomanik_article.pdf
- [19] GREENWOOD, J. A. a J. H. TRIPP. The contact of two nominally flat rough surfaces. ARCHIVE: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1847-1982 (vols 1-196). 1. 6. 1970, roč. 185, č. 1970, s. 625-634. [cit. 2018-03-11] Dostupné z: http://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1243/PIME_PROC_1970_185_069_02
- [20] BAI, Dongfang. *Modeling Piston Skirt Lubrication in Internal Combustion Engines*. Massachusetts, 2012. [online]. Thesis: SM. Massachusetts Institute of Technology. Vedoucí práce Tian Tian. [cit. 2018-05-16] Dostupné z: <http://hdl.handle.net/1721.1/74901>
- [21] MENG, Zhen. *Numerical Investigation of the Piston Skirt Lubrication in Heavy Duty Diesel Engines*. Massachusetts, 2017. [online]. Thesis: SM. Massachusetts Institute of Technology. Vedoucí práce Tian Tian. [cit 2018-05-16]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/1721.1/111710>
- [22] TOTARO, Pasquale. *Modeling Piston Secondary Motion and Skirt Lubrication with Applications*. Massachusetts, 2014. [online]. Thesis: SM. Massachusetts Institute of Technology. Vedoucí práce Tian Tian. [cit 2018-05-16]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/1721.1/92125>

- [23] Two-body abrasive wear. *Pumps and systems* [online]. b.r. [cit. 2018-03-10]. Dostupné z: <https://www.pumpsandsystems.com/sites/default/files/Two%20Body%20Abrasive%20Wearlr.jpg>
- [24] Two worn pistons from Honda CR250. *South Bay Riders* [online]. [cit. 2018-02-16]. Dostupné z: <https://www.southbayriders.com/forums/attachments/333500/>
- [25] Cylinder liner cavitation. *truckersforum.net* [online]. [cit. 2018-4-20]. Dostupné z: https://www.truckersforum.net/attachments/img_20170721_150336249-jpg.41099/
- [26] HARTL, Martin. *Studium a měření velmi tenkých mazacích filmů*. Brno: VUT FSI, 2002, 104 s. Příloha teze [online]. [cit. 2018-02-20]. Dostupné z <http://www.ustavkonstruovani.cz/download/osobnosti/hartl-habilitacni-prace.pdf>
- [27] Ford Flathead Aluminium piston *speedwaymotors.com* [online]. [cit 2018-04-20]. Dostupné z: https://content.speedwaymotors.com/ProductImages/9101092_L_cc15b731-a9b7-4345-a81d-8cc81358a791.jpg
- [28] Abradable powder coating *usnicom.com* [online]. [cit. 2018-04-24]. Dostupné z: <http://www.usnicom.com/Content/files/PistonCoating.png>

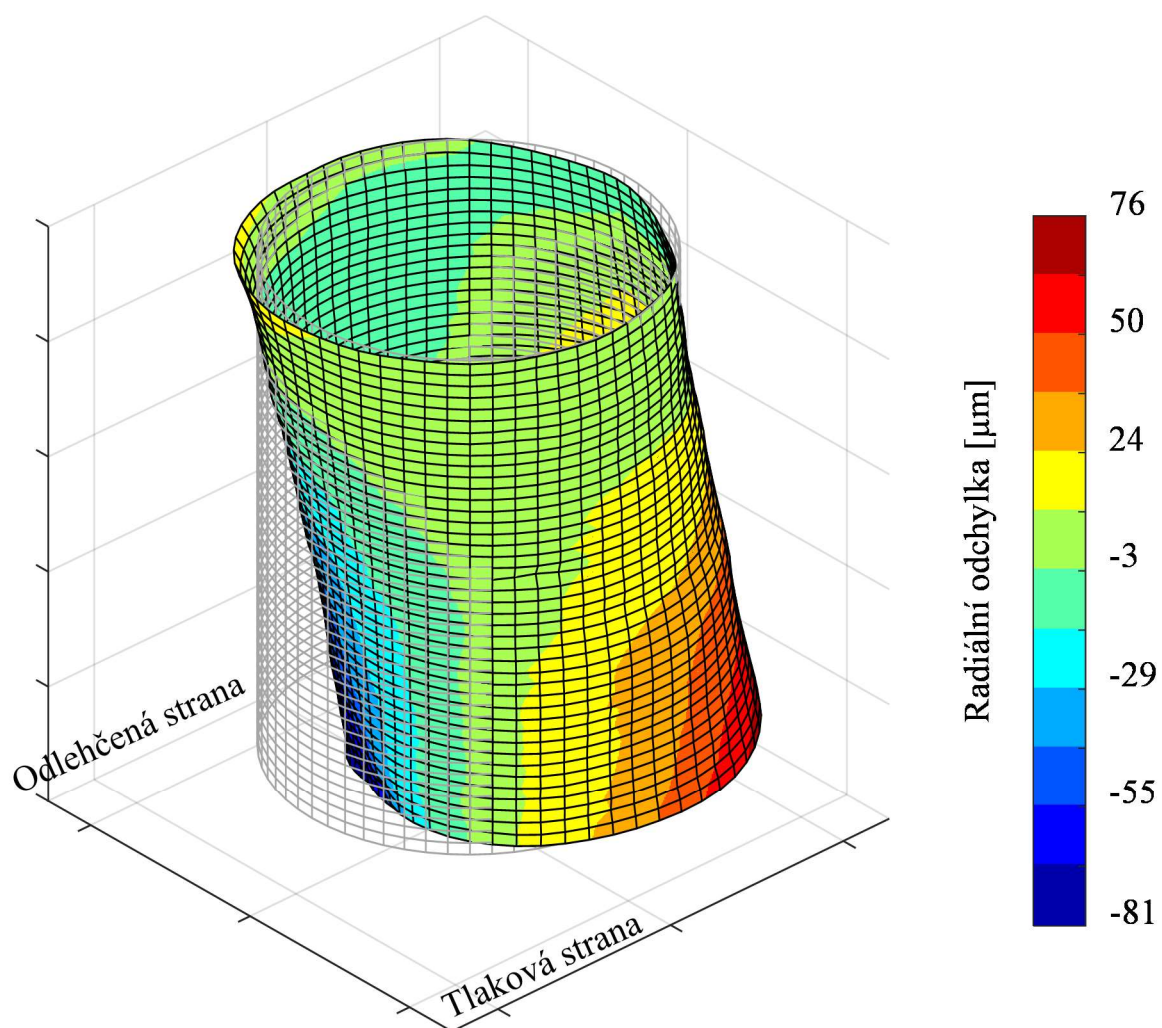
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

A	[m ²]	Opotřebená plocha
E'	[Pa]	Sdružený Youngův modul pružnosti
E_1, E_2	[Pa]	Youngův modul pružnosti
$F_{5/2}$	[-]	Funkce pro Gaussovo rozdělení výšek výstupků
H	[HB]	Tvrdost povrchu
h	[m]	Tloušťka filmu oleje
h_b	[m]	Hloubka opotřebení na válci
h_o	[m]	Hloubka opotřebení
h_p	[m]	Hloubka opotřebení na plášti pístu
k	[-]	Koeficient opotřebení
K	[m ³ · N ⁻¹ · m ⁻¹]	Míra opotřebení
K_p	[m ³ · N ⁻¹ · m ⁻¹]	Míra opotřebení pláště pístu
K_v	[m ³ · N ⁻¹ · m ⁻¹]	Míra opotřebení válce
l	[m]	Opotřebovávaná výška elementu
$L_{plášť'}$	[m]	Výška pláště pístu
n	[min ⁻¹]	Otáčky
N	[N]	Normálová síla
p_c	[Pa]	Kontaktní tlak
$p_{plášť'}$	[Pa]	Kontaktní tlak na plášti pístu
t	[min]	Čas
V	[m ³]	Objem opotřebení
η	[m ⁻²]	Redukovaná hustota výstupků
λ	[-]	Bezrozměrná tloušťka mazacího filmu (Stribeckův parametr)
σ	[m]	Redukovaná drsnost povrchu
β	[m]	Poloměr křivosti výstupků
ν_1, ν_2	[-]	Poissonovy čísla

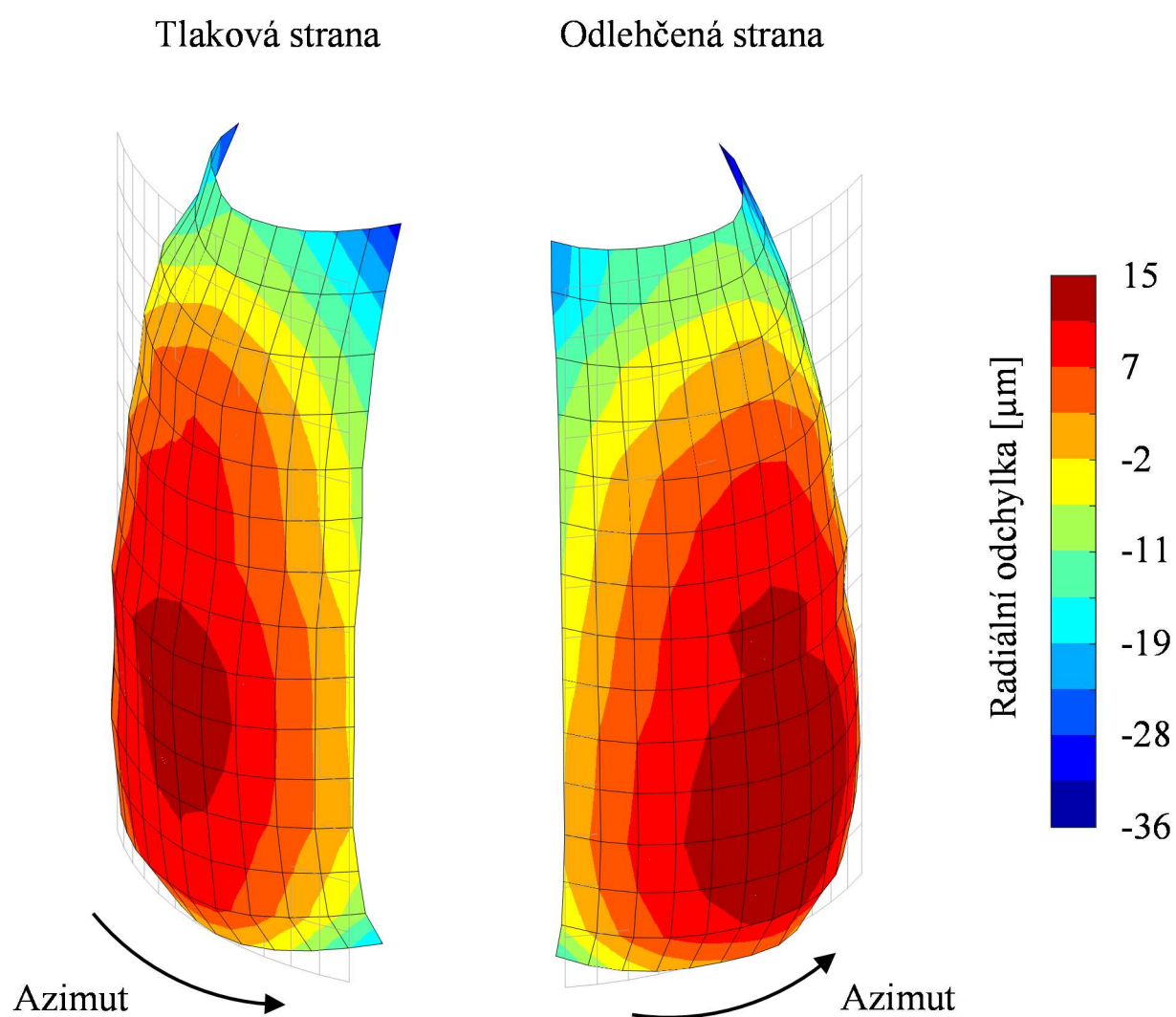
SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 - Změřené tvary komponentů

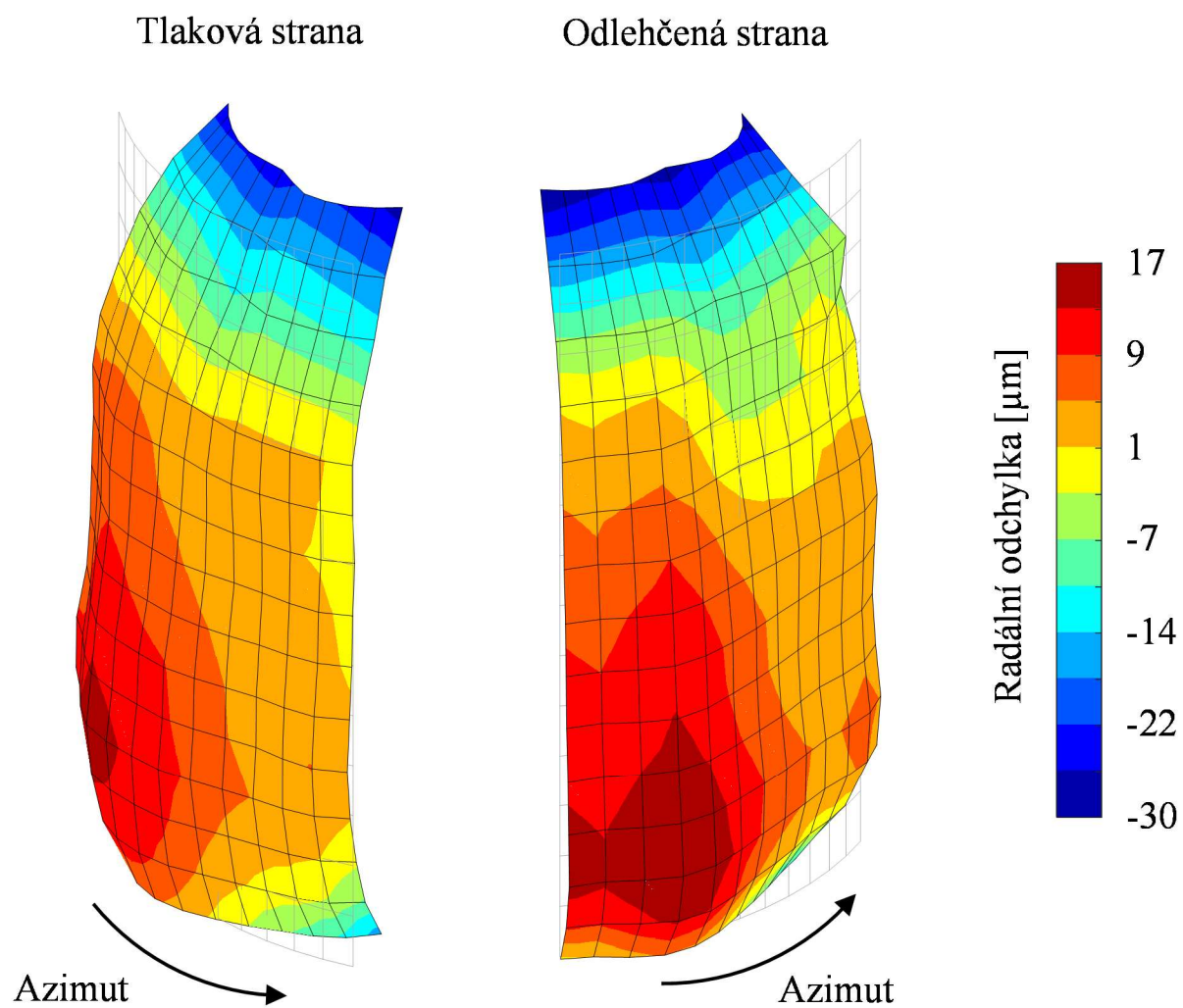
PŘÍLOHA 1 – ZMĚŘENÉ TVARY KOMPONENTŮ



Obr. 17 Změřený skutečný tvar válce a jeho odchylka od ideálního tvaru



Obr. 18 Změřený tvar povrchu nového pláště pístu a jeho odchylka od ideálního tvaru



Obr. 19 Změřený tvar povrchu opotřebeného pláště pístu a jeho odchylka od ideálního tvaru